



Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica



**"MODELADO Y ANÁLISIS
VIBRACIONAL Y DE
DESPLAZAMIENTO DE LA MÁQUINA
DE SIMULACIÓN DE FALLOS"**

Autor:

Javier García Vázquez

Tutores:

Juan Carlos García Prada

Alberto Ordoñez

Julio 2009



TABLA DE CONTENIDOS

TABLA DE CONTENIDOS	2
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	4
ÍNDICE DE TABLAS	7
ÍNDICE DE GRÁFICAS	8
AGRADECIMIENTOS	9
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	10
2. PROGRAMAS UTILIZADOS	12
2.1 SOLID EDGE	12
2.2 FEMAP	18
3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	25
3.1 INTRODUCCIÓN	25
3.2 ELEMENTOS BÁSICOS	27
3.3 DEFINICIÓN DEL MÉTODO	29
3.4 APLICACIONES	34
3.5 VENTAJAS	35
4. MODOS DE VIBRACIÓN (FRECUENCIAS NATURALES)	36
5. DESCRIPCIÓN DEL MODELO REAL	43
5.1 INTRODUCCIÓN	43
5.2 COMPONENTES DEL MODELO Y MATERIALES	48
6. DESCRIPCIÓN DEL MODELADO	50
6.1 INTRODUCCIÓN	50
6.2 PARTES Y SUBCONJUNTOS	52
7. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS CON FEMAP	62
7.1 INTRODUCCIÓN	62
7.2 PROCESO DE SIMULACIÓN FEM	63
7.3 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS	72
8. RESULTADOS	74
8.1 MODOS DE VIBRACIÓN	74
8.2 DESPLAZAMIENTO Y ENERGÍA DE DEFORMACIÓN	89
9. CONCLUSIONES	96
10. TRABAJOS FUTUROS	97



11. INCIDENCIAS.....	98
12. PRESUPUESTO.....	100
13. BIBLIOGRAFÍA.....	101
13.1 LIBROS	101
13.2 PÁGINAS WEB	102
14. ANEXO (PLANOS).....	103



ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 2.1 SOLID EDGE	12
ILUSTRACIÓN 2.2 .STEERING WHEEL	13
ILUSTRACIÓN 2.3 . BARRA DE COMANDOS	14
ILUSTRACIÓN 2.4 . ENTORNO PIEZA	16
ILUSTRACIÓN 2.5 . PATHFINDER.....	16
ILUSTRACIÓN 2.6 . ENTORNO CONJUNTO	17
ILUSTRACIÓN 2.7 . FEMAP	18
ILUSTRACIÓN 2.8 . ESQUEMA FEMAP	19
ILUSTRACIÓN 2.9 . <i>BOEING, FEMAP Y LA SPACESTATION</i>	20
ILUSTRACIÓN 2.10. <i>PROGRAMAS CAD SOPORTADOS POR FEMAP</i>	21
ILUSTRACIÓN 2.11. SOLVER DE FEMAP	22
ILUSTRACIÓN 2.12. <i>TIPOS DE ANÁLISIS SOPORTADOS POR FEMAP DE</i> <i>ALGUNOS PAQUETES MEF DEL MERCADO</i>	23
ILUSTRACIÓN 2.13. CONFIGURACIONES FEMAP	23
ILUSTRACIÓN 5.1. MFS REAL	43
ILUSTRACIÓN 5.2 . TIPOS DE MFS	44
ILUSTRACIÓN 5.3 . PARTE POSTERIOR DE MFS.....	45
ILUSTRACIÓN 5.4 . MFS CON PROTECTOR.....	45
ILUSTRACIÓN 5.5 . VISTA LATERAL MFS	46
ILUSTRACIÓN 5.6 . MODIFICACIONES MFS	47
ILUSTRACIÓN 5.7 . MFS DEL CATÁLOGO.....	49
ILUSTRACIÓN 6.1 . BANCADA MODELADA.....	50
ILUSTRACIÓN 6.2 . BANCADA CON RENDERIZADO.....	51
ILUSTRACIÓN 6.3 . ELEMENTO SUJECCIÓN	52
ILUSTRACIÓN 6.4 . PLACA SUJECCIÓN	52
ILUSTRACIÓN 6.5 . PASANTE INFERIOR	53
ILUSTRACIÓN 6.6 . PASANTE SUPERIOR	53
ILUSTRACIÓN 6.7 . COJINETE.....	54
ILUSTRACIÓN 6.8 . SUBCONJUNTO SUJECCIÓN EJE	54
ILUSTRACIÓN 6.9 . PLACA ALUMINIO	55
ILUSTRACIÓN 6.10 . SOPORTE VERTICAL.....	55
ILUSTRACIÓN 6.11 . SUJECCIÓN COMPLETA EJE.....	56



ILUSTRACIÓN 6.12 . MOTOR MODELADO	57
ILUSTRACIÓN 6.13 . PLACA SUJECCIÓN MOTOR	57
ILUSTRACIÓN 6.14 . SISTEMA SUJECCIÓN MOTOR	58
ILUSTRACIÓN 6.15 . SILENT BLOCK	59
ILUSTRACIÓN 6.16 . MFS MODELADA.....	60
ILUSTRACIÓN 6.17 . MFS CON RENDERIZADO.....	60
ILUSTRACIÓN 6.18 . CONJUNTO COMPLETO RENDERIZADO	61
ILUSTRACIÓN 7.1 . IMPORTAR GEOMETRÍA EN FEMAP.....	63
ILUSTRACIÓN 7.2 . MALLADO EN FEMAP	64
ILUSTRACIÓN 7.3 . ENTRADA DE SELECCIÓN	65
ILUSTRACIÓN 7.4 . AUTOMALLADO	65
ILUSTRACIÓN 7.5 . CONECTAR CARAS.....	66
ILUSTRACIÓN 7.6 . AUTODETENCIÓN DE CONEXIONES.....	67
ILUSTRACIÓN 7.7 . RESTRICCIONES.....	68
ILUSTRACIÓN 7.8 . GDL RESTRICCIONES	68
ILUSTRACIÓN 7.9. RESTRICCIONES EN SUPERFICIES.....	69
ILUSTRACIÓN 7.10. RESTRICCIONES EN GEOMETRÍA.....	70
ILUSTRACIÓN 7.11. ANÁLISIS FEMAP	71
ILUSTRACIÓN 7.12. TIPO DE ANÁLISIS	71
ILUSTRACIÓN 7.13. DESTINO RESULTADOS	72
ILUSTRACIÓN 7.14. SALIDA DE RESULTADOS	72
ILUSTRACIÓN 7.15. CARACTERÍSTICAS DE LOS RESULTADOS	73
ILUSTRACIÓN 7.16. OPTIMIZACIÓN DEL MODELO.....	73
ILUSTRACIÓN 8.1 BANCADA CON AGUJEROS.....	77
ILUSTRACIÓN 8.2 EJE DE LA MFS CON ENTALLAS	78
ILUSTRACIÓN 8.3 EJE-DISCO DE LA MFS CON ENTALLA	83
ILUSTRACIÓN 8.4 EJE SIN ENTALLAS	
ILUSTRACIÓN 8.5 EJE ENTALLA (209 MM).....	89
ILUSTRACIÓN 8.6 EJE ENTALLA (243 MM)	
ILUSTRACIÓN 8.7 EJE ENTALLA (277 MM).....	89
ILUSTRACIÓN 8.8 EJE ENTALLA (311 MM)	
ILUSTRACIÓN 8.9 EJE ENTALLA (345 MM).....	89
ILUSTRACIÓN 8.10 EJE CON ENTALLA (379 MM)	90



ILUSTRACIÓN 8.11 EJE-DISCO SIN ENTALLAS

ILUSTRACIÓN 8.12 EJE-DISCO ENTALLA (209 MM)..... 93

ILUSTRACIÓN 8.13 E.-DISCO ENTALLA (243 MM)

ILUSTRACIÓN 8.14 E.-DISCO ENTALLA (277 MM) 93

ILUSTRACIÓN 8.15 E.-DISCO ENTALLA (311 MM)

ILUSTRACIÓN 8.16 E.-DISCO ENTALLA (345 MM) 93

ILUSTRACIÓN 8.17 E.-DISCO ENTALLA (379 MM) 94



ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 5.1 TABLA RESUMEN DE LOS COMPONENTES DEL MODELO	48
TABLA 5.2 TABLA RESUMEN DE LOS MATERIALES	49
TABLA 8.1 FRECUENCIA NATURAL BANCADA CON AGUJEROS	75
TABLA 8.2 FRECUENCIAS NATURALES DE LAS BANCADAS	76
TABLA 8.3 FRECUENCIA NATURAL EJE	79
TABLA 8.4 FRECUENCIA N. EJE (209 MM).....	79
TABLA 8.5 FRECUENCIA N. EJE (243 MM).....	80
TABLA 8.6 FRECUENCIA N. EJE (277 MM).....	80
TABLA 8.7 FRECUENCIA N. EJE (311 MM).....	80
TABLA 8.8 FRECUENCIA N. EJE (345 MM).....	81
TABLA 8.9 FRECUENCIA N. EJE (379 MM).....	81
TABLA 8.10 FRECUENCIA N. EJE-DISCO	84
TABLA 8.11 F. N. EJE-DISCO (209 MM)	84
TABLA 8.12 F. N. EJE-DISCO (243 MM)	85
TABLA 8.13 F. N. EJE-DISCO (2277 MM)	85
TABLA 8.14 F. N. EJE-DISCO (311 MM)	86
TABLA 8.15 F. N. EJE-DISCO (345 MM)	86
TABLA 8.16 F. N. EJE-DISCO (379 MM)	87
TABLA 8.17 DESPLAZAMIENTO MÁXIMO EN EJES	90
TABLA 8.18 ENERGÍA DE DEFORMACIÓN MÁXIMA EN EJES	91
TABLA 8.19 DESPLAZAMIENTO MÁXIMO EN EJES-DISCO	94
TABLA 8.20 ENERGÍA DE DEFORMACIÓN MÁXIMA EN EJES	94
TABLA 12.1 PRESUPUESTO	100



ÍNDICE DE GRÁFICAS

GRÁFICA 8.1 BANCADA CON AGUJEROS	75
GRÁFICA 8.2 BANCADA CON AGUJEROS FRENTE A BANCADA SIN AGUJEROS	76
GRÁFICA 8.3 FRECUENCIAS NATURALES DE LAS BANCADAS EN MODO3	77
GRÁFICA 8.4 FRECUENCIA NATURAL EJE SIN ENTALLAS	79
GRÁFICA 8.5 FRECUENCIA NATURAL EJE (209 MM)	79
GRÁFICA 8.6 FRECUENCIA NATURAL EJE (243 MM)	80
GRÁFICA 8.7 FRECUENCIA NATURAL EJE (277 MM)	80
GRÁFICA 8.8 FRECUENCIA NATURAL EJE (311 MM)	80
GRÁFICA 8.9 FRECUENCIA NATURAL EJE (345 MM)	81
GRÁFICA 8.10 FRECUENCIA NATURAL EJE (379 MM)	81
GRÁFICA 8.11 FRECUENCIAS NATURALES DE EJES CON ENTALLAS	82
GRÁFICA 8.12 FRECUENCIAS NATURALES EN MODO 3	82
GRÁFICA 8.13 REPERCUSIÓN DEL DISCO	83
GRÁFICA 8.14 FRECUENCIA NATURAL EJE-DISCO.....	84
GRÁFICA 8.15 FRECUENCIA N. EJE-DISCO (209 MM)	84
GRÁFICA 8.16 FRECUENCIA N. EJE-DISCO (243 MM)	85
GRÁFICA 8.17 FRECUENCIA N. EJE-DISCO (277 MM)	85
GRÁFICA 8.18 FRECUENCIA N. EJE-DISCO (311 MM)	86
GRÁFICA 8.19 FRECUENCIA N. EJE-DISCO (345 MM)	86
GRÁFICA 8.20 FRECUENCIA N. EJE-DISCO (37 9MM)	87
GRÁFICA 8.21 FRECUENCIAS NATURALES EJE-DISCO.....	87
GRÁFICA 8.22 FRECUENCIAS NATURALES EJE-DISCO EN MODO 3	88
GRÁFICA 8.23 ENERGÍA DE DEFORMACIÓN MÁXIMA EN EJES	91
GRÁFICA 8.24 DESPLAZAMIENTO MÁXIMOS EN EJES	92
GRÁFICA 8.25 DESPLAZAMIENTO MÁXIMOS EN EJES-DISCO	95
GRÁFICA 8.26 ENERGÍA DE DEFORMACIÓN MÁXIMA EN EJES	95



AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer el desarrollo de este proyecto a mi familia y amigos que me han acompañado en estos años en mi carrera universitaria.

A aquellas personas que han colaborado directamente en este proyecto, mi tutor Juan Carlos García Prada, a Álvaro García Menéndez por su ayuda en el complicado programa FEMAP y a Lorena Zurdo Martin por su ayuda en la documentación y estructura del proyecto.

Especial gracias al codirector Alberto Ordoñez Rangel por tantas horas de dedicación, por estar siempre disponible y por su ayuda en todos los campos del proyecto(redacción, FEMAP, presentación).



1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

El presente Proyecto Fin de Carrera tiene como objetivo el estudio del comportamiento del conjunto formado por el Conjunto Mecánico de la máquina de simulación de fallos y la bancada para su sujeción. Dicho conjunto está formado por la máquina en cuestión (*Machine Fault Simulation*), la bancada de acero y los correspondientes silent block para ambos elementos.

Se construirá un modelo mediante el software de diseño *Solid Edge Synchronous Technologies*, con el cual modelaremos a tamaño real todas las partes del conjunto intentando aportar el mayor realismo posible. Para ello se respetarán todos los elementos determinantes y se realizarán solo las simplificaciones oportunas. Montaremos el conjunto total y daremos movimiento a las partes necesarias para aumentar el realismo. Una vez construido el modelo se simulará con el programa de elementos finitos *Femap V10*, llevando a cabo diferentes análisis para poder comprender el funcionamiento del conjunto.

Una parte importante del proyecto será el estudio de los modos propios de vibración del eje perteneciente a la *Machine Fault Simulation* en función de la profundidad de una entalla en el punto intermedio. En la misma línea de estudio utilizaremos como objeto dicho eje con un disco concéntrico y una masa localizada en el extremo, estudiando de nuevo la influencia en los modos propios de vibración.

Por otro lado, estudiaremos el comportamiento de la bancada de forma aislada y realizaremos un estudio dinámico de las velocidades críticas del conjunto, todo ello con el programa *Femap V10*.



Los objetivos del proyecto pueden considerarse :

- Modelado de la Machine Fault Simulation (Conjunto Mecánico de la máquina de simulación de fallos) en el programa SOLID EDEGE.
- Estudio de los modos de vibración en un eje con diferentes entallas en el programa FEMAP.
- Colocación de un disco con peso para dar estabilidad al sistema y reducir los modos de vibración.
- Identificar si el eje tiene o no entalla y su posición a través de los modos de vibración, su desplazamiento y energía de deformación.
- Reproducir un arranque del motor mediante una curva de aceleración proporcionada y conseguir imprimir una velocidad al eje dentro del Femap, para así poder realizar un estudio en detalle sobre la velocidad crítica del sistema.

2. PROGRAMAS UTILIZADOS

2.1 SOLID EDGE

Solid Edge es un programa de parametrizado de piezas en 3D basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD). Permite el modelado de piezas de distintos materiales, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos, soldadura y funciones de dibujo en plano.

Para la realización del proyecto, concretamente, se ha utilizado la última versión de este software, denominado *Solid Edge with Synchronous Technology*, ya que dispone de dos tipos de entornos de trabajo diferentes, unos en los que se trabaja con el método tradicional y otros en los que se puede utilizar las ventajas de la tecnología síncrona.



Ilustración 2.1 Solid edge

Con esta nueva técnica queda derogada el orden de generación de las operaciones, lo que quiere decir esto es que no importa el orden en que se hayan creado estas, recalcula sólo las geometrías necesarias, y con la introducción del *steering wheel* (volante de dirección), podemos dinámicamente modificar los sólidos sin siquiera tocar el boceto. Esta tecnología también permite actuar sobre las operaciones de geometrías importadas de otras plataformas CAD con total libertad, acelerando el proceso de creación y modificación de proyectos entre empresas que cuentan con programas diferentes.

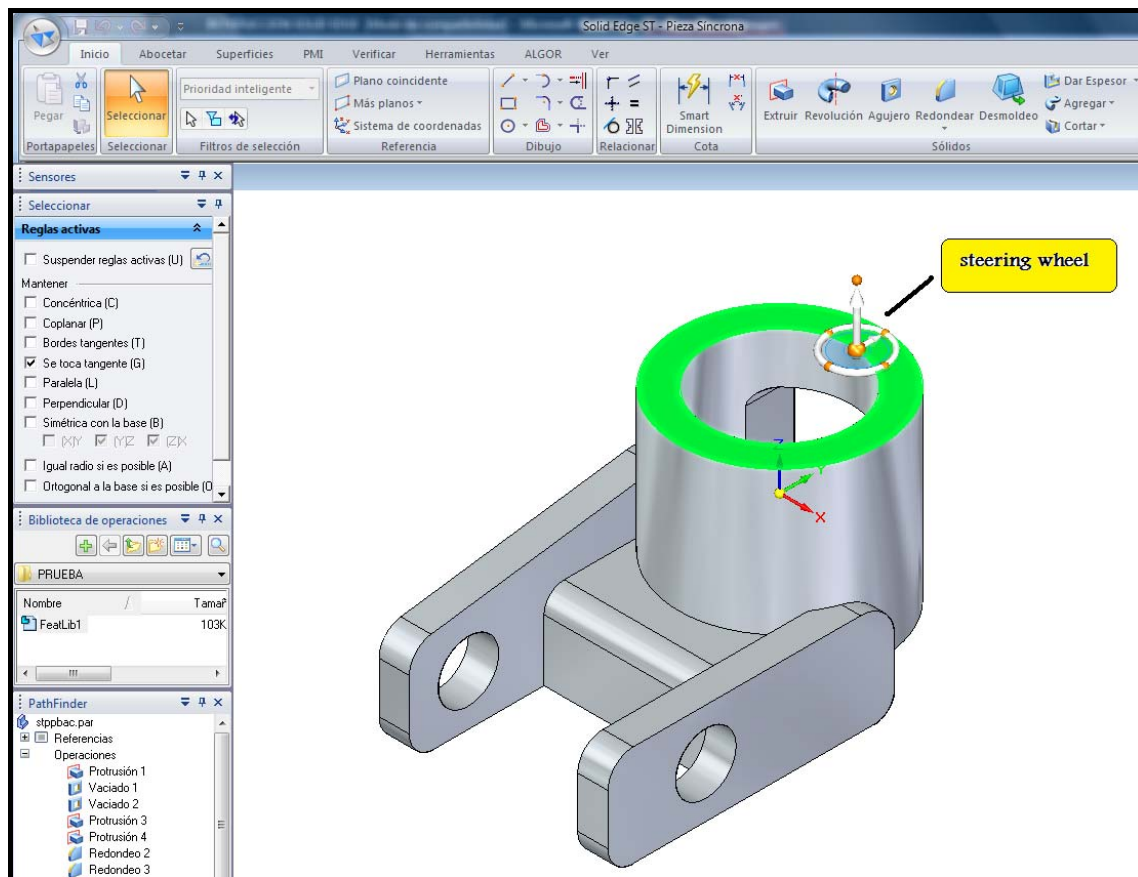


Ilustración 2.2 .steering wheel

Solid Edge dispone de diferentes ventanas gráficas para el modelado de piezas sólidas, de chapa, soldaduras, permite ensamblar conjuntos y crear planos de todos estos. Para acceder a ellos es necesario seleccionar el tipo entorno en el que se va a trabajar y la tecnología que va a ser empleada, seleccionando en la parte izquierda de la ventana de inicio la plantilla deseada .

Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación:

- **Botón aplicación:** contiene los comandos más comunes que anteriormente se encontraban bajo el menú *Archivos* (Nuevo, Guardar, Abrir...), además de las opciones de *Solid Edge* (tipo de plantilla a utilizar: *pieza ISO Tradicional*, *pieza ISO síncrona*, *Conjunto ISO Tradicional*,...)
- **Barra de comandos de acceso rápido:** es personalizable clicando sobre el icono que aparece al final de la barra. Activando o desactivando las opciones listadas, aparecerán los iconos en la barra de comandos de acceso rápido de manera que cada usuario disponga en ella de los comandos que considere más necesarios.

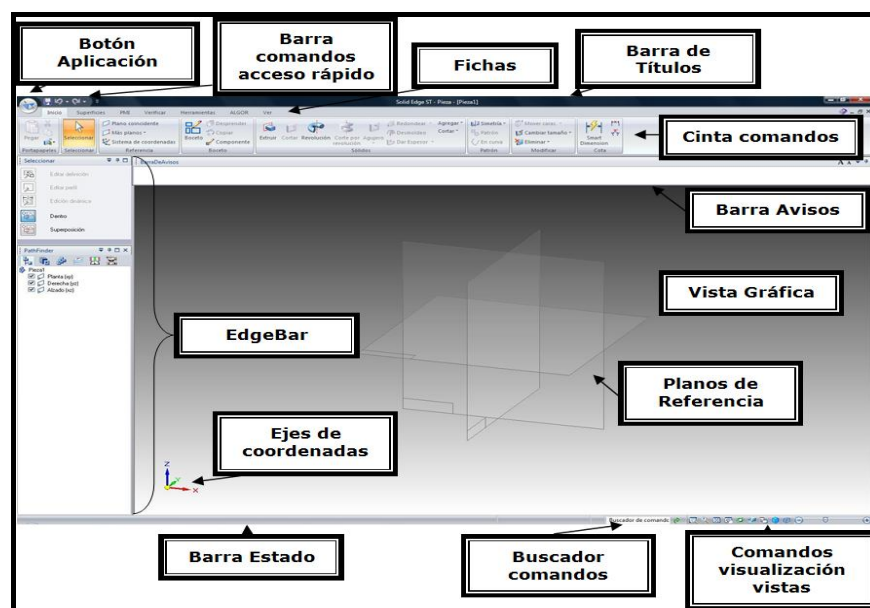


Ilustración 2.3 . Barra de comandos

- **Barra de Títulos:** en ella se reflejan el nombre del programa, el entorno en el que nos encontramos (Pieza, Conjunto,...) y el del archivo con el que se está trabajando.
- **Fichas:** serie de pestañas con el nombre de los diferentes menús, las cuales tras activarlas se despliega la cinta de comandos correspondiente.

- **Cinta de comandos:** contiene todos los comandos utilizados en cada entorno, se usarán estos para construir modelos de pieza, chapa, soldadura, conjuntos y producir dibujos en el plano; conteniendo distintas opciones dependiendo del medio en el cual se encuentre.
- **EdgeBar:** ventana que por defecto se presenta en la parte izquierda del interfaz. Esta herramienta da acceso a una serie de opciones que difieren según el entorno en el cual se esté. Dentro del *EdgeBar* se situarán los distintos paneles acoplables: *PathFinder*, *la barra de Comandos*, *Biblioteca de operaciones*, *Familia de piezas*, *Capas*, *Sensores*, *Reproducción de operaciones*, *Engineering Reference*,...
- **Barra de avisos:** presenta todos los avisos y ayudas, permitiendo que el usuario este guiado en todo momento.
- **Comandos de visualización de vistas:** iconos ubicados en la parte inferior derecha de la pantalla, mediante los cuales se puede modificar el tamaño, la orientación, la posición, el tipo de vista (con bordes, sin ellos, transparente,...) de lo que está ubicado en la ventana gráfica.
- **Buscador de comandos:** permite encontrar comandos en la cinta del mismo nombre; introduciendo el nombre del que queramos visualizar y clicando sobre el icono *Buscar* nos localiza todos los comandos relacionados con el término indicado, mostrándolos en una ventana en la cual se muestran los iconos con su denominación y la función que realizan.
- **Barra de estado:** muestra mensajes importantes acerca de las acciones que se están ejecutando en el programa; está situada en la parte inferior izquierda de la pantalla.

En nuestro caso se utilizará la última versión del programa para poner en práctica los conocimientos adquiridos en el curso realizado. Solo únicamente algunos elementos como los tornillos roscados se realizarán en la aplicación tradicional para

agilizar el proceso. Esto no supondrá ningún problema ya que existe una total compatibilidad entre las dos versiones. Se explica a continuación el entorno pieza y conjunto síncrono.

- **Entorno pieza Síncrono**

En esta aplicación se pueden diseñar una a una las piezas del que posteriormente van a componer la estructura; para ello se utilizan los iconos ubicados en la *cinta de comandos* que se despliega una vez activada la pestaña *Inicio*, como son *Extruir* (se utiliza para crear un sólido a través de un dibujo en el plano, extendiéndolo en su eje perpendicular), *Cortar* (permite eliminar partes del sólido creado), *Revolución* (mediante este comando se puede extruir o cortar un sólido fijando un dibujo)

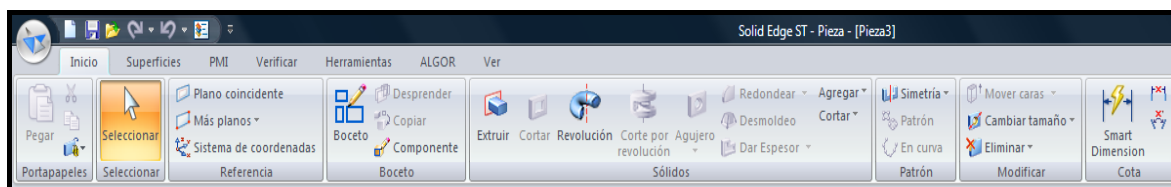


Ilustración 2.4 . Entorno Pieza

Dentro del *EdgeBar*, se puede destacar la pestaña *PahtFinder de Operaciones*, el cual, es un panel acoplable cuya finalidad es guiar al usuario en el proceso de elaboración de la pieza, mostrando el conjunto de operaciones que la forman de modo esquemático.

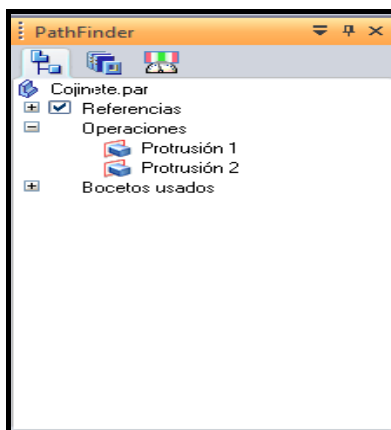


Ilustración 2.5 . PathFinder

- **Entorno conjunto Síncrono**

En este entorno se ensamblan los elementos que han sido creados anteriormente en los medios *Pieza ISO Síncrona* y los subconjuntos encajados en la plantilla *Conjunto ISO Síncrono*; para ello hay que introducirlos uno a uno en la ventana gráfica, seleccionándolas en la *Biblioteca de Piezas* del *EdgeBar*. Para definir el tipo de contacto que se da entre dos superficies de dos piezas contiguas, se activa el icono *Relacionar*, ubicado en la *cinta de comandos* que se despliega una vez marcada la pestaña *Inicio*, para que se abra una nueva ventana desplegable en la parte izquierda de la pantalla donde se puede elegir el tipo de relación y la distancia entre ellas.

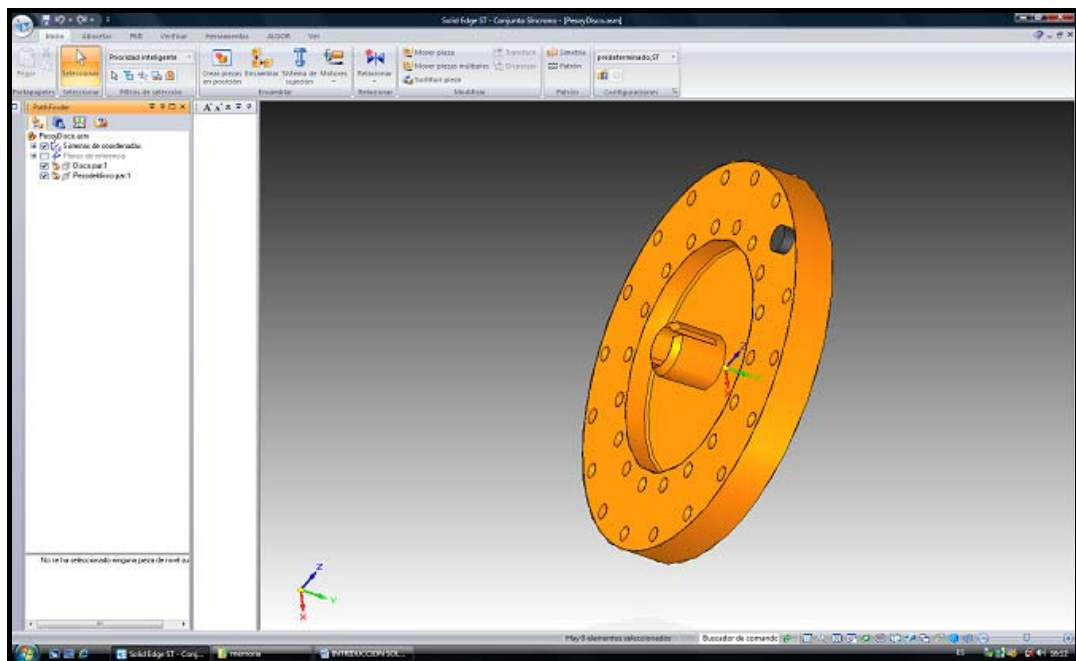


Ilustración 2.6 . Entorno conjunto

Es muy importante verificar paulatinamente las interferencias que se dan entre las piezas al ensamblarlas, ya que cuanto antes sean detectadas antes pueden solventarse sin perjudicar al resto del conjunto. Esto se consigue mediante *Comprobar Interferencia* en la Ficha *Verificar*.

En el entorno Conjunto también se dispone del panel *PathFinder*, pero en este caso se visualizan las piezas y subconjuntos que componen el conjunto así como sus relaciones de contorno.

2.2 FEMAP

Las capacidades de FEMAP versión 10.0 (último modelo) incorpora una serie de mejoras importantes con respecto al paquete básico y permite trabajar como herramienta avanzada “stand-alone” como modelador geométrico, pre- y postprocesador universal para cualquier programa FEM/FEA de análisis por elementos finitos son las siguientes:

- Modelador geométrico
- Librería de elementos finitos
- Propiedades de los materiales
- Cargas y condiciones de contorno
- Capacidades avanzadas de mallado
 - Mallado sólido automático con tetraedros
 - Mallado semi-automático con hexaedros.
 - Mallado de superficies medias de sólidos
- Chequeo de la malla de elementos finitos
- Soporte de los solvers más importantes

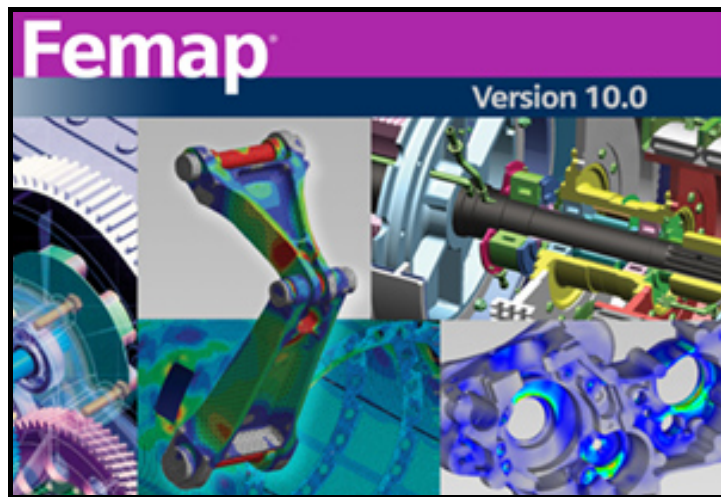


Ilustración 2.7 . Femap

FEMAP es la herramienta líder a nivel mundial en programas de ingeniería basados en el Método de Análisis por Elementos Finitos. FEMAP permite modelar y estudiar el comportamiento de piezas o complejos ensamblajes y realizar análisis estáticos lineales, pandeo, modal, postdinámicos, no lineales, fluidos, transmisión de calor, optimización, etc.. y conocer virtualmente el comportamiento del producto antes

de su fabricación asegurando así mayor calidad, menores costes de desarrollo y una reducción importante del tiempo de lanzamiento del producto al mercado.

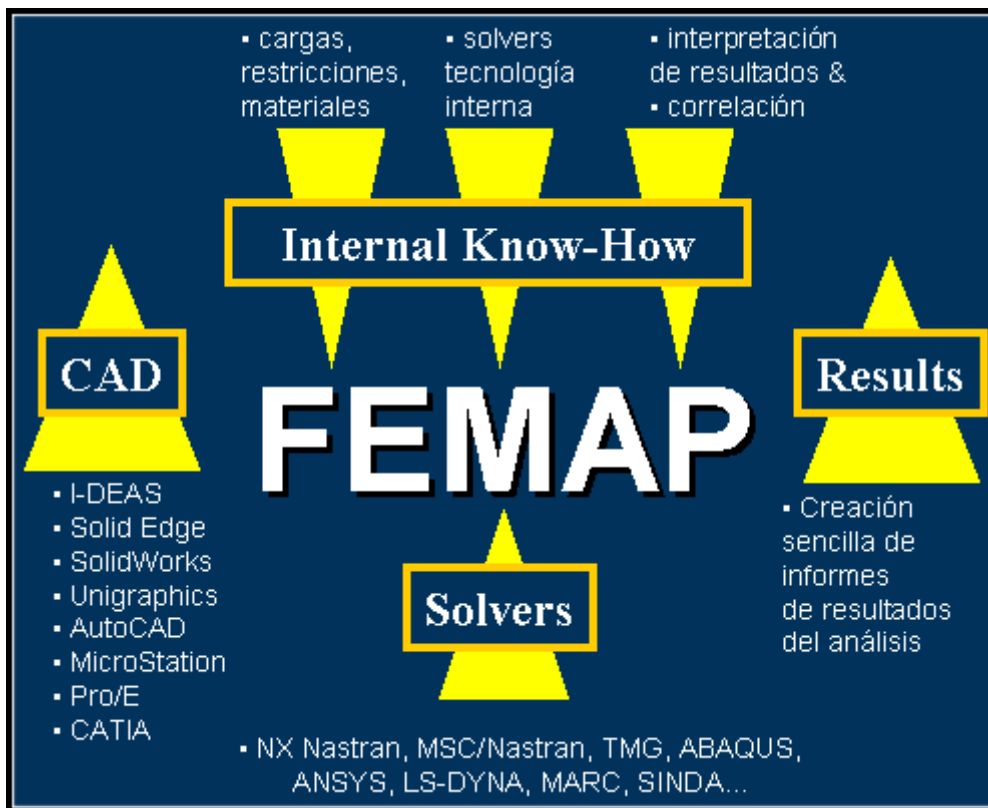


Ilustración 2.8 . Esquema Femap

- **Historia**

FEMAP (*Finite Element Modeling And Postprocessing*) fue creado en 1985 por la compañía Enterprise Software Products Inc. (ESP) como un programa Windows nativo, inicialmente solo como preprocesador para MSC/NASTRAN y MSC/PAL. En Septiembre de 1999 ESP fue adquirida por SDRC, compañía que se fusionaría con EDS, y más tarde ésta con UGS en el año 2001. Desde entonces se han comercializado en todo el mundo más de 14.000 licencias de FEMAP, gozando de un excepcional prestigio y aceptación entre ingenieros.

FEMAP se incluye empaquetado por otras compañías dentro de aplicaciones tan conocidas como CFDesign de Blue Ridge Numerics, MAYA TMG, SafeHULL de American Bureau of Shipping, Sinda/G de Network Analysis Inc., NE/Nastran Modeler de Noran Engineering Inc. y MSC/Nastran for Windows de MSC.Software.

En Febrero de 2005, UGS anuncia el lanzamiento de FEMAP V9.0 con un nuevo interface de usuario, integración con NX Nastran y capacidades avanzadas de análisis no lineal que le da un nuevo impulso al eterno pre&postprocesador FEMAP con más de 20 años de historia.

Como ejemplo de aceptación de FEMAP en la comunidad ingenieril, durante 1996 Boeing Huntsville estuvo evaluando FEMAP. En Enero de 1997 Boeing Huntsville seleccionó FEMAP como **primera herramienta de modelado y análisis en PCs**, conectado a servidores SGI donde corrían principalmente NASTRAN y ABAQUS. Actualmente Boeing Huntsville tiene más de 200 licencias de FEMAP trabajando en el desarrollo de la estación espacial.

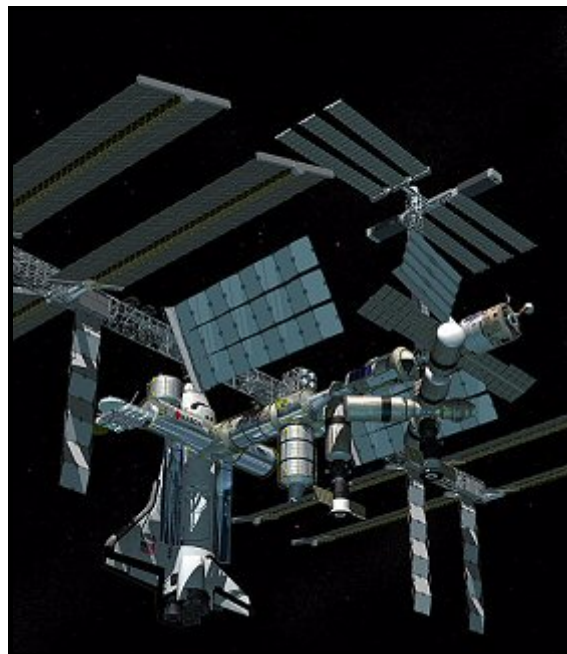


Ilustración 2.9 . *Boeing, FEMAP y la SpaceStation*

- **Windows nativo**

FEMAP es un programa Windows nativo con un interface de usuario compatible con Microsoft Office, fácil de usar, que ofrece las siguientes beneficios para el usuario:

- Permite abrir **múltiples modelos de análisis** en la misma sesión de trabajo, y utilizar múltiples vistas dentro de cada modelo.
- Soporta operaciones de “**copiar y pegar**” entre diferentes modelos.

- Manipular entidades de nivel superior tales como cargas y restricciones dentro del árbol de operaciones del modelo.
- Revisar y editar datos del modelo de FEMAP a través del **editor de entidades**, así como copiar y pegar información entre aplicaciones Windows.
- Usar **tablas de datos** para ordenar, agrupar y editar datos del modelo.
- Seleccionar entidades FEMAP desde el nivel superior del interface de usuario.

```
ACIS (*.SAT)
Parasolid (*.X_T)
IGES (*.IGS)
Stereolithography (*.STL)
AutoCAD DXF (*.DXF)
STEP (*.STP)
VDA (*.VDA)
I-DEAS (*.IDI)
Catia v4.x (*.MDL,*.EXP)
Catia v5 (*.TRX,*.FMP)
Pro/E (*.PRT)
Solid Edge (*.PAR)
Unigraphics (*.PRT)
```

Este programa nos ofrece una filosofía de sistema CAD neutro e independiente, capaz de comunicarse con los sistemas CAD 3D más importantes del mercado tales como Pro/Engineer, CATIA, Unigraphics NX, I-Deas y Solid Edge a través de ficheros nativos. Con SolidEdge y SolidWorks la comunicación puede realizarse a través de ficheros Parasolid (*.X_T) y con Autodesk Inventor a través de ficheros ACIS (*.SAT), permitiendo leer modelos geométricos tanto de piezas como ensamblajes. Incluye potentes herramientas para construir geometrías tales como líneas, arcos, superficies y sólidos utilizando los kernels geométricos 3D sólidos Parasolid y ACIS. Adicionalmente permite leer ficheros IGES y STEP, así como DXF 2D.

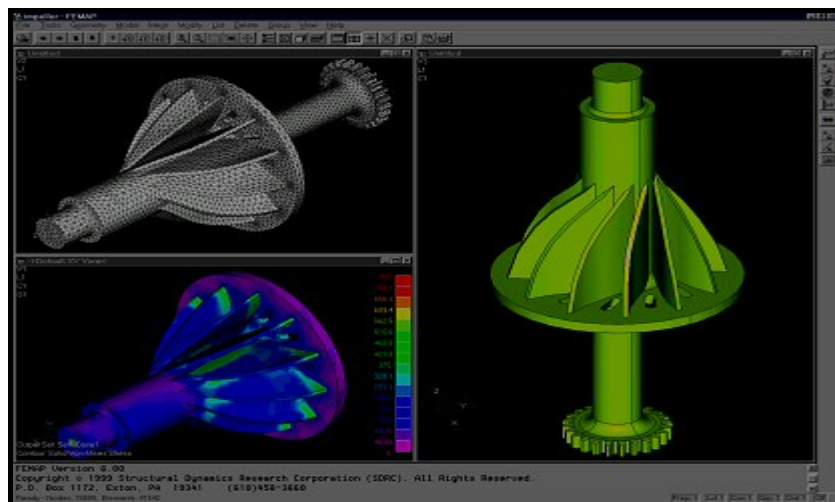


Ilustración 2.10. Programas CAD soportados por FEMAP

- **Solver Independiente**

FEMAP ofrece un alto nivel de soporte de los principales solvers de Elementos Finitos del mercado, incluyendo las versiones más populares de NX Nastran, MSC/Nastran, Abaqus, Ansys, Marc, LS-Dyna, Sinda, TMG, COSMOS/M, etc ...

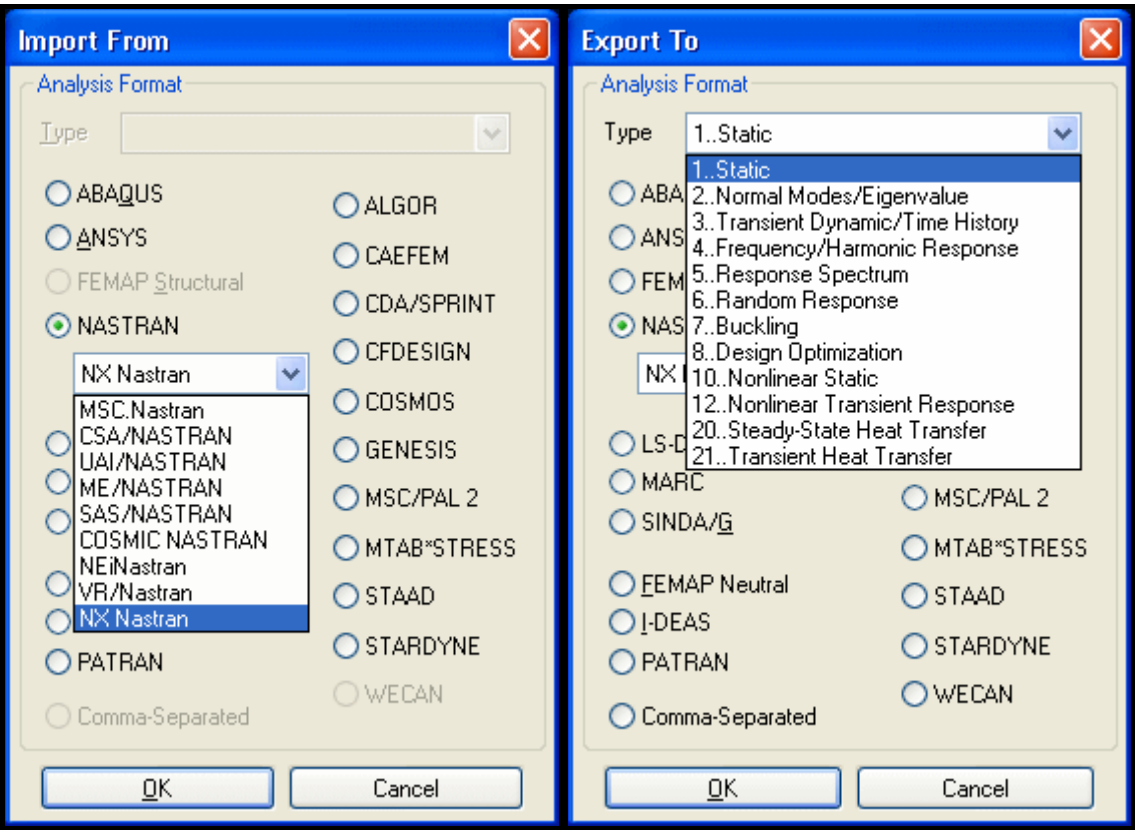


Ilustración 2.11. Solver de Femap

FEMAP permite pre- y postprocesar resultados de análisis por elementos finitos realizados con los programas de EF más importantes del mercado de modelos estáticos lineales, modales, pandeo, transmisión de calor, análisis no lineales, análisis dinámicos avanzados, etc.... La siguiente tabla muestra qué tipos de análisis es capaz de postprocesar FEMAP para diferentes paquetes MEF del mercado:



Analyses	NX Nastran	MSC Nastran	Abaqus	Ansys	LS Dyna	Marc
Static	•	•	•	•		•
Modal	•	•	•	•		•
Buckling	•	•	•	•		
Heat transfer	•	•	•	•		
Nonlinear	•	•	•	•	•	•
Transient response	•	•	•	•	•	
Frequency response	•	•	•	•		
Random response	•	•		•		
Explicit dynamics			•		•	
Post process	•	•	•	•		•

Ilustración 2.12. Tipos de análisis soportados por FEMAP de algunos paquetes MEF del mercado

FEMAP está disponible en las siguientes configuraciones:

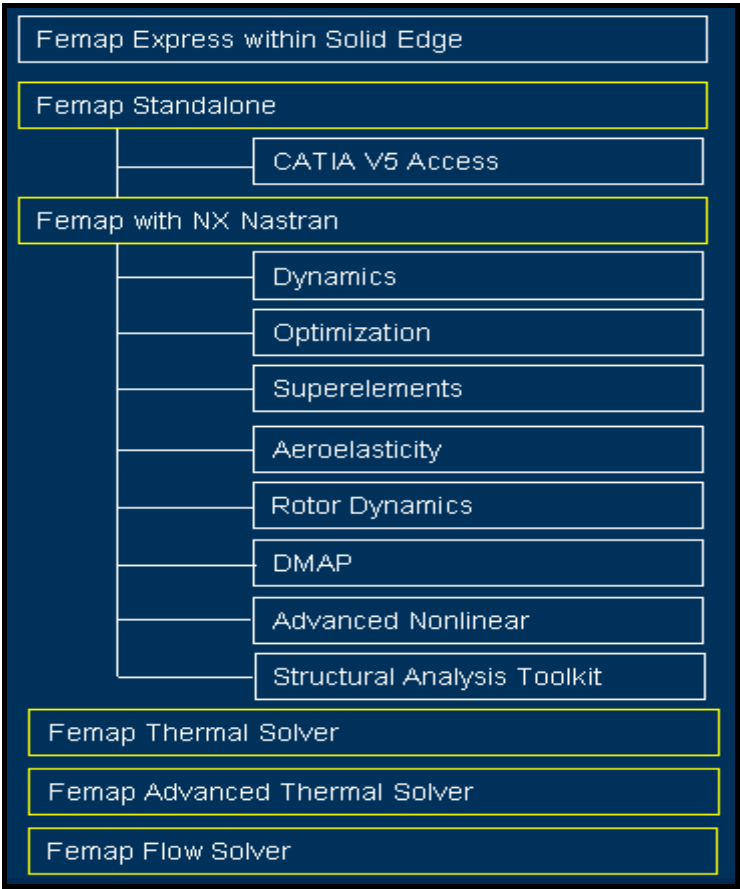


Ilustración 2.13. Configuraciones Femap



- **FEMAP Express** integrado en Solid Edge.
- **FEMAP pre&postprocesador “stand-alone”**: Femap ofrece un entorno universal e independiente en el cual modelizar, simular y postprocesar resultados de elementos finitos de cualquier paquete FEM/FEA. Como módulo adicional dispone de conversor para CATIA V5.
- **FEMAP with NX Nastran**: Integración de Femap y NX Nastran que combina la avanzada potencia y funcionalidad de Femap como pre&postprocesador con la tecnología de cálculo de NX Nastran.
- **Femap TMG Thermal Solver**: añade a Femap capacidades básicas de cálculo de transmisión de calor por conducción, convección, radiación y cambios de fase.
- **Femap TMG Advanced Thermal Solver**: añade a Femap capacidades avanzadas de análisis térmico, tales como modelado de conductos y análisis acoplado de convección + flujo de fluidos.
- **Femap TMG Flow Solver**: añade a Femap capacidades para realizar análisis de mecánica computacional de fluidos (CFD).
- **FEMAP TMG Structural Analysis Toolkit**: Excelente complemento al postprocesador de FEMAP que permite acelerar significativamente la evaluación de resultados de NASTRAN, particularmente en grandes modelos con numerosos casos de carga.



3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

3.1 INTRODUCCIÓN

El método de los elementos finitos es un procedimiento numérico para resolver problemas de ingeniería y de física matemática. En los elementos con geometrías complejas, a los que se les aplican determinados sistemas de cargas y están constituidos por materiales diversos, generalmente no es posible obtener una solución matemática exacta de forma analítica.

Las expresiones analíticas son aquellas que se basan en fórmulas matemáticas para obtener los valores de las variables desconocidas deseadas, en cualquier lugar de un cuerpo, objeto de estudio, y son válidas para cualquier punto de este. Este tipo de soluciones generalmente requieren ser resueltas mediante ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias, que por la complejidad de la geometría, sistema de cargas o por las propiedades de los materiales empleados generalmente no se pueden resolver; esto nos llevaría a aplicar una serie de hipótesis que simplifiquen el modelo, que pueden influir en la precisión del resultado final.

Por lo tanto, se ha de confiar en los métodos numéricos, como el de los elementos finitos, mediante el cual, la solución del problema se da resolviendo un sistema de ecuaciones en diferencias de forma iterativa en vez de un sistema de ecuaciones diferenciales.

Se denomina *discretización* a la transformación de un sistema continuo en otro equivalente formado por pequeñas entidades o unidades de pequeño tamaño (elementos finitos) de geometría simple, interconectadas en los puntos comunes de dos o más elementos, líneas de contorno o superficies.

Mediante este procedimiento, en lugar de solucionar el problema de dominio en una sola operación, se aplican las leyes físicas a cada uno de los elementos finitos y al combinarlos se obtiene la solución total. La exactitud del método depende del número de elementos discretos en el que dividamos el modelo continuo.

Normalmente, la solución de problemas de tipo estructural, se basa, en la determinación de los desplazamientos en cada nodo y de las tensiones dentro de cada uno de los elementos que componen la estructura, que se someten a las cargas aplicadas.

Debido a la complejidad del cálculo se ha de recurrir a las nuevas tecnologías para agilizarlo. Por ello, el método de los elementos finitos (*FEM*) surge de la aplicación de los planteamientos matriciales apoyándose sobre el desarrollo de los ordenadores y de los procedimientos numéricos para los mismos. Por lo que en su desarrollo ha influido fundamentalmente el progreso en la tecnología de los ordenadores y de sus periféricos y los avances teóricos de nuevos conceptos computacionales.

El método de elementos finitos (*FEM*) se ha convertido en un elemento clave e indispensable en la tecnología, modelización y simulación de sistemas de ingeniería avanzada en diversos campos como la vivienda, transporte, comunicaciones,...

En la construcción de sistemas de ingeniería avanzada, ingenieros y diseñadores realizan un sofisticado proceso de modelización, simulación, visualización, análisis, diseño, prototipos, pruebas, antes de llegar a la fabricación del citado sistema para garantizar su viabilidad y rentabilidad. Algunos de los procedimientos, se repiten sobre la base de los resultados obtenidos en una etapa con la finalidad de lograr un rendimiento óptimo al menor coste para el producto a construir. Por lo tanto, las técnicas relacionadas con la modelización y simulación de forma rápida y eficaz juegan un papel cada vez más importante; la aplicación del método de elementos finitos se multiplica en numerosas ocasiones por este motivo.

3.2 ELEMENTOS BÁSICOS

- **Nodo**

Un nodo es un punto de unión entre los elementos en los que se dividen las piezas del modelo. De este modo, cada nodo ocupará una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad. Los grados de libertad asociados a este punto representan los posibles movimientos que éste puede describir al someter a carga la estructura, además de qué fuerzas y momentos se transfieren de un elemento al siguiente. Los resultados de un análisis por elementos finitos (deflexiones y tensiones) suelen darse por nodos.

En la realidad, un punto puede moverse en 6 direcciones diferentes: traslación en X, Y y Z, y rotación en torno a X, Y y Z. En el análisis MEF, un nodo puede tener limitados los movimientos considerados en los cálculos por consideraciones del diseño.

Los grados de libertad de un nodo (que dependen del tipo de elemento) indican también qué tipos de fuerzas y de restricciones se transmiten a través del nodo hasta el elemento. Una fuerza (axial o cortante) equivale a un grado de libertad de traslación. Un momento equivale a un grado de libertad de rotación. Así, para poder transferir un momento en torno a un determinado eje, el nodo debe tener ese grado de libertad. Si un nodo no posee ese grado de libertad de rotación, la aplicación de un momento a ese nodo no tendrá efecto alguno sobre el análisis. Del mismo modo, refrenar ese nodo con una condición de contorno rotacional no tendrá consecuencia alguna, puesto que el nodo no será capaz de transmitir el momento.

- **Elementos**

El elemento es el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Supone una relación matemática que define la interrelación entre los grados de libertad de un nodo y los del siguiente. Existen diferentes tipos básicos de elementos. Así, la elección del tipo de elemento que se empleará para realizar el análisis por MEF



dependerá del tipo de modelo que se vaya a estudiar. Los principales tipos de elementos son:

- **VIGA O BARRA**: Empleados para análisis de dos o tres dimensiones de elementos que sean suficientemente esbeltos. Sólo se representan con una dimensión: longitud.
- **PLACA**: Utilizados para estructuras de paredes delgadas. En estos, se supone que la tensión varía linealmente en el espesor.
- **SÓLIDOS**: Es el tipo de elemento más general. Existen varios tipos de elementos sólidos según sea la forma del objeto de estudio: brick (bloque), tetraedro,...

3.3 DEFINICIÓN DEL MÉTODO

- ***Discretizar y elegir el tipo de elemento***

En primer lugar, hay que dividir el cuerpo en un sistema equivalente de elementos finitos con sus nodos asociados, y escoger el tipo de elemento más apropiado para que el modelo a estudiar tenga un comportamiento lo más parecido con su actuación física real. El número total de elementos usados y su variación en tamaño y tipo dentro de una pieza dependen de los criterios del ingeniero.

Los elementos deben de tener un tamaño lo bastante pequeño para obtener resultados fiables, pero lo bastante grande para reducir el esfuerzo computacional. Las unidades pequeñas son deseables tanto donde los resultados varían rápidamente, como donde existen cambios en la geometría, y las grandes, pueden ser usadas en zonas donde los resultados son relativamente constantes. El cuerpo discretizado o la malla a menudo son creados con programas de generación de malla o programas procesadores de esta disponibles para el usuario.

La opción elegida sobre los elementos usados en un análisis por *FEM* depende de la apariencia física del modelo en condiciones de carga reales y de lo cerca del comportamiento real quiere el analista que estén los resultados. La elección de los elementos apropiados para un análisis es una de las principales funciones del diseñador o analista.

- ***Seleccionar una función de desplazamiento***

Dentro de cada elemento hay que elegir una función de desplazamiento, esta es definida dentro de cada uno y usa los valores nodales del mismo. Frecuentemente se utilizan polinomios lineales, cuadráticos, y cúbicos ya que se puede trabajar simplemente con ellos en la formulación de elementos finitos. Sin embargo, también pueden ser usadas series trigonométricas. La función de desplazamiento general puede ser aplicada repetidamente para cada elemento.

- ***Definir las relaciones Deformación / Desplazamiento y Deformación / Tensión***

Las relaciones entre deformación/ desplazamientos y deformación/tensión son necesarias para obtener las ecuaciones para cada elemento. En el caso de la deformación unidimensional, decimos que en la dirección x , tenemos la deformación ε_x relativa al desplazamiento u , porque $\varepsilon_x = \frac{du}{dx}$ para pequeñas deformaciones.

Además, las tensiones se relacionan con las deformaciones por la ley de Hooke, donde $\sigma_x = E\varepsilon_x$. σ_x es la tensión en la dirección x y E el módulo de elasticidad del material.

- ***Obtener la matriz de rigidez y las ecuaciones***

Inicialmente, el desarrollo por elementos de las matrices de rigidez y de las ecuaciones estaba basado en la influencia del concepto de la rigidez, que presupone conocimientos previos sobre análisis estructural. A continuación, se presentan métodos alternativos para los que estos no son necesarios:

- Método del equilibrio directo: de acuerdo con este método, la matriz de rigidez y las ecuaciones de las fuerzas en los nodos relativas a los desplazamientos de estos, se obtienen utilizando equilibrios de fuerzas para las condiciones básicas de un elemento, junto con las relaciones de tensión/deformación.
- Métodos de trabajo o energía: para desarrollar la matriz de rigidez y las ecuaciones en dos y tres dimensiones, es mucho más fácil de aplicar un método de trabajo o de energía. El principio de los trabajos virtuales (que utiliza desplazamientos virtuales), el principio de mínima energía potencial, y el teorema de Castigliano, son métodos utilizados frecuentemente para obtener las ecuaciones de los elementos.

El principio de los trabajos virtuales, se aplica a cualquier tipo de comportamiento del material, mientras que el principio de mínima energía potencial y el teorema de Castigliano sólo se pueden emplear para materiales elásticos. Además, el principio de los trabajos virtuales se puede utilizar incluso cuando no existe función potencial. Sin embargo, el rendimiento de los tres principios es idéntico para un elemento lineal y las ecuaciones de los materiales elásticos, por lo que el método a utilizar para este tipo de material en el análisis estructural es en gran medida una cuestión de conveniencia y preferencia personal.

- Métodos de residuos ponderados: es útil para desarrollar ecuaciones elementales, el más popular es el método de Galerkin. Estos métodos no dan los mismos resultados que los métodos energéticos cuando estos son aplicables. Son especialmente útiles cuando no se dispone de la energía potencial. Los métodos de residuos ponderados permite que el método de los elementos finitos se aplique directamente a una ecuación diferencial.

Utilizando cualquiera de los métodos que se acaban de exponer se producen ecuaciones para describir el comportamiento de un elemento. Estas ecuaciones se escriben convenientemente en forma de matriz:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \cdots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \cdots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{n3} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

O de forma compacta: $\{f\} = [k]\{d\}$, donde $\{f\}$ es el vector que contiene los valores de las fuerzas nodales, $[k]$ es la matriz de rigidez y $\{d\}$ es el vector que representa a los desplazamientos nodales.

- ***Ensamblar las ecuaciones de los elementos para obtener las ecuaciones globales e introducir las condiciones de contorno.***

Las ecuaciones individuales de los elementos generadas en el paso anterior pueden ahora sumarse utilizando el método de superposición (llamado *método directo de rigidez*), cuya base es el equilibrio de fuerzas nodales, para obtener las ecuaciones globales para la estructura. Implícito en el *método directo de rigidez* está el concepto de continuidad, que exige que la estructura permanezca unida y que no se rasgue por ningún lugar de esta.

El ensamblado final de la ecuación global escrito en forma matricial es: $\{F\} = [K]\{d\}$, donde $\{F\}$ es el vector de las fuerzas nodales globales, $[K]$ representa la matriz de rigidez global de la estructura, y $\{d\}$ es ahora el vector que recoge los grados de libertad nodales o desplazamientos generalizados de la estructura conocidos y desconocidos.

En esta etapa la matriz de rigidez global es una matriz singular ya que su determinante es igual a cero. Para eliminar este singular problema, se tiene que hacer valer ciertas condiciones de contorno (limitaciones o apoyos) con el fin de que la estructura siga en pie y no se mueva como un cuerpo rígido.

- ***Resolver los grados de libertad desconocidos (o desplazamientos generalizados)***

La ecuación global modificada para tener en cuenta las condiciones de contorno, es un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas que se pueden escribir en forma de matriz ampliada:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & \cdots & K_{2n} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & \cdots & K_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & K_{n3} & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

donde ahora n es el número de grados de libertad nodales desconocidos. Estas ecuaciones pueden ser resueltas para los ds (para cada una de las celdas de la malla) utilizando un método de eliminación (por ejemplo, como el de Gauss) o un método iterativo (como el de Gauss- Seidel). Los ds son llamados incógnitas primarias, porque son las primeras cantidades que se determinan usando la rigidez (o desplazamiento) en el método de los elementos finitos.

- ***Resolver para los elementos el Desplazamiento y la Tensión.***

Para los problemas de análisis de tensión estructural, cantidades secundarias importantes tensión (o el momento o fuerza de cizallamiento) se obtienen porque pueden ser expresados directamente en los términos de desplazamiento expresados en el paso anterior.

- ***Interpretación de los resultados***

El objetivo final es interpretar y analizar los resultados para su uso en el diseño y en el proceso de estudio. La determinación de zonas en la estructura donde se encuentran grandes tensiones y deformaciones son importantes en la toma de decisiones sobre el diseño o análisis.



3.4 APLICACIONES

El método de los elementos finitos se puede utilizar para estudiar tanto problemas estructurales como no estructurales. Las áreas típicas de resolución de problemas estructurales son:

- Análisis de tensiones en el modelo, especialmente los relacionados con la concentración de estas que generan agujeros, flancos y otros cambios en la geometría del cuerpo.
- Pandeo
- Estudio de vibraciones, para evitar efectos indeseados si el sistema trabaja a frecuencias cercanas a su frecuencia propia.

Dentro de los problemas no estructurales se incluyen:

- Transferencia de calor
- Flujo de fluidos, incluyendo la filtración a través de medios porosos.
- Transporte de masa.
- Distribución de potencial electromagnético..

Finalmente, se aplica este método también a algunos problemas de ingeniería biomecánica (que pueden incluir cálculo de tensiones) como el análisis de la columna vertebral, el cráneo, las articulaciones de la cadera, implantes dentales, el corazón y los ojos.



3.5 VENTAJAS

- Se pueden crear cuerpos de modelos irregulares fácilmente.
- Aplicación de las condiciones de carga sin dificultad.
- El cuerpo del modelo puede estar compuesto de diferentes materiales ya que las ecuaciones en cada pequeño elemento se evalúan individualmente.
- Se pueden aplicar un ilimitado número de condiciones de contorno.
- Variar el tamaño de los elementos para hacer posible el uso de pequeños elementos cuando sea necesario.
- Alterar el modelo de elementos finitos es relativamente fácil y barato.
- Incluye efectos dinámicos.
- Manejar el comportamiento no lineal existente con grandes deformaciones y materiales no lineales.

El análisis estructural mediante el método de los elementos finitos permite al diseñador detectar problemas de tensiones, vibraciones, temperaturas durante el proceso de diseño, para evaluar los posibles cambios en el mismo antes de la posible construcción de un prototipo. Así pues, la confianza en la aceptabilidad del prototipo es mayor. Además, si se utiliza correctamente, el método puede reducir el número de prototipos que deben ser contruidos antes de la fabricación del producto final.

4. MODOS DE VIBRACIÓN (Frecuencias Naturales)

El objetivo del presente trabajo es obtener el análisis modal de una bancada, de la MFS y del eje de estudio. Para ello se utilizará el programa FEMAP basado en los elementos finitos.

Todo vibra. Un instrumento musical, el coche que conducimos, un neumático.... Sin embargo, en muchos casos esta situación es indeseable. Puede provocar un debilitamiento gradual de las estructuras y un deterioro de los metales.

La vibración es cuestión de frecuencia. Por su propia naturaleza, toda vibración supone un movimiento repetitivo. Cada secuencia de movimiento completa se denomina ciclo. La frecuencia se define como la cantidad de ciclos ocurridos en un determinado periodo de tiempo. Un ciclo por segundo equivale a un Herzio.

Cada pieza concreta tiene una frecuencia natural. Por ejemplo, una cuerda de violín sometida a una determinada tensión sólo vibra a un número determinado de frecuencias; es por eso precisamente por lo que podemos producir con ellas notas musicales concretas. Existe una frecuencia base en la cual la totalidad de la cuerda retrocede y avanza arqueándose como un todo. Los armónicos y los sobretonos aparecen porque determinadas secciones de la cuerda pueden vibrar independientemente dentro de la vibración más grande. Estas figuras diferentes se denominan modos. Se dice que la frecuencia base vibra en el primer modo, y así sucesivamente. Cada forma modal tiene asociada una frecuencia concreta. Las formas modales más altas tienen frecuencias más elevadas.

Las consecuencias más desastrosas ocurren cuando un dispositivo de potencia, como por ejemplo un motor, produce una frecuencia que coincide con la frecuencia natural de vibración de la estructura a la que está sujeto. Cuando esto ocurre, se dice que existe resonancia. Cuando la vibración provoca resonancia en un objeto, éste quedará destruido a menos que haya sido diseñado para soportar la tensión que eso supone.

Un vaso de vino, por ejemplo, no es lo bastante robusto como para soportar la resonancia que ocasionan las frecuencias producidas por una cantante de ópera. Los diseños deben ser realizados de modo que no aparezcan efectos de resonancia durante el funcionamiento normal de las máquinas. Esta es la principal finalidad del análisis de frecuencias naturales (análisis modal). Lo ideal es que la frecuencia del primer modo sea mayor que cualquier posible frecuencia de excitación.

- ***Análisis Modal***

El análisis modal es una técnica utilizada para determinar las características vibratorias de una estructura con comportamiento elástico y lineal, nos suministra las frecuencias y formas naturales con las que vibra una estructura una vez que la sollicitación inicial ha desaparecido. Es el tipo de análisis dinámico más importante, y debe de hacerse siempre antes de cualquier otro análisis, pues las características vibratorias de una estructura determinan como responde ante las cargas dinámicas (fundamental para evitar la resonancia).

Supongamos un sistema de un solo grado de libertad, por ejemplo un carrito con ruedas de masa m y en paralelo al suelo y sujetos a la pared un muelle de rigidez K y un amortiguamiento C como el representado en la figura, donde el amortiguamiento se representa mediante un amortiguador viscoso y la rigidez es la de un muelle.

Si sometemos el sistema a una excitación, éste responderá vibrando de una determinada manera, propia y exclusiva del sistema concreto. Esta respuesta se podrá expresar en un gráfico desplazamiento - frecuencia, (puede no ser armónico, pero que puede descomponerse por la transformada de Fourier en varias funciones armónicas).

A esta vibración la llamaremos *modo* de vibración del sistema, y a su frecuencia *natural* del sistema. Cada modo tendrá una forma propia de vibración.

Si realizamos esta misma operación con todos los posibles sistemas de un grado de libertad obtendremos todos los modos de vibración y sus formas, así como sus frecuencias naturales.

Las estructuras al vibrar lo hacen como una combinación de modos fundamentales de vibración de sistemas de un grado de libertad, pudiéndose entender la estructura como una superposición de muchos sistemas de un grado de libertad (la forma de vibrar de un sistema de n grados de libertad es una combinación de n sistemas de 1 G.D.L (modos)).

- ***Normativa en el análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.***

La normativa actual existente da criterios de evaluación de la severidad vibratoria respecto a: " la condición operacional de la máquina " ensayos de aceptación de máquinas.

ISO 10816-1. "Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Parte 1: General guidelines" establece los parámetros a medir, procedimientos, instrumentación y condiciones de operación recomendados para tomar las mediciones.

Para su evaluación divide a las máquinas de acuerdo a su tamaño (potencia), de acuerdo al tipo de máquina y de acuerdo a su sistema de montaje. Califica el nivel vibratorio en cuatro calidades: A, B, C Y D. El nivel vibratorio de calidad A corresponde al de una máquina en buen estado y debería ser el valor de aceptación para una máquina nueva. En el otro extremo, una calidad de vibración D se considera ser suficientemente severa como para causar daño a la máquina. Esta normativa utiliza para evaluar la severidad de vibraciones de baja frecuencia ($f < 10$ Hz) el desplazamiento RMS, para vibraciones de frecuencias intermedias ($10 \leq f \leq 1000$ Hz) la velocidad RMS, y para vibraciones de alta frecuencia ($f > 1000$ Hz) la velocidad RMS. Esto considerando el hecho que a bajas frecuencias el problema más serio que generan las vibraciones son los esfuerzos o la fatiga a bajos ciclos; en el rango medio de frecuencias es el efecto de la fatiga y a altas frecuencias son las fuerzas de inercia que generan las vibraciones. Para las máquinas con descansos hidrodinámicos, que es el caso en general de máquinas críticas grandes, esta normativa ISO 10816 es complementada con el estándar ISO 7919-1: "Mechanical vibration of nonreciprocating machines. Measurement on rotating shafts and evaluation criteria".

Este último estándar establece límites para las vibraciones del eje de la máquina con el objeto de:

1. Evitar sobrecargas dinámicas excesivas sobre los descansos, los cuales pueden dañar el metal blanco.
2. Que los desplazamientos vibratorios del eje sean compatibles con los juegos *internos* del rotor con las partes fijas de la máquina (estator, sellos). La severidad vibratoria la cuantifica este estándar por la medición del desplazamiento vibratorio máximo del eje respecto al descanso.

- ***Técnicas de análisis de vibraciones***

El objetivo del análisis de vibraciones es poder extraer el máximo de información relevante que ella posee. Para esto existen diferentes técnicas de análisis tanto en el dominio tiempo como en el dominio frecuencia, las cuales tienen sus propias ventajas para algunas aplicaciones en particular. A continuación se presenta algunas de las *técnicas* más utilizadas en la inspección de máquinas.

1. Análisis espectral.

La esencia del análisis espectral es descomponer la señal vibratoria en el dominio del tiempo en sus componentes espectral es en frecuencia. Esto permite, en el caso de las máquinas, correlacionar las vibraciones medidas generalmente en sus descansos, con las fuerzas que actúan dentro de ella.

2. Análisis de la forma de onda.

El análisis de la forma de la vibración en el tiempo a veces puede proveer información complementaria al análisis espectral. Este análisis es adecuado para reconocer los siguientes tipos de problemas:

- Impactos
- Rozamientos intermitentes
- Modulaciones en amplitud y frecuencias
- Transientes
- Truncaciones.

3. Análisis de fase de vibraciones.

Se puede definir la diferencia de fase entre dos vibraciones de igual frecuencia como la diferencia en tiempo o en grados con que ellas llegan a sus valores máximos, mínimos o cero. El análisis de diferencias de fase a la velocidad de giro de la máquina entre las vibraciones horizontal y vertical o entre las vibraciones axiales de los diferentes descansos del sistema motormáquina, permite determinar los movimientos relativos entre ellos, y diferenciar entre problemas que generan vibraciones a frecuencia 1x rpm:

- Desbalanceamiento
- Desalineamiento
- Eje doblado
- Resonancia
- Poleas excéntricas o desalineadas.

4. Análisis de los promedios sincrónicos en el tiempo.

Esta técnica recolecta señales vibratorias en el dominio tiempo y las suma y promedia sincrónicamente mediante un pulso de referencia repetitivo. Las componentes sincrónicas al pulso se suman en el promedio y las no sincrónicas disminuyen de valor con el número de promedios.

5. Análisis de órbitas.

Combinando dos señales vibratorias captadas por sensores ubicados relativamente entre ellos a 90° (vertical y horizontal) en un descanso de la máquina se puede obtener el movimiento del eje en el descanso o su órbita. El análisis de demodulaciones en amplitud consiste en analizar la envolvente de la señal temporal de una señal modulada. Este análisis permite determinar más fácilmente la periodicidad de las modulaciones y diagnosticar problemas tales como:

- ~ Rodamientos picados
- ~ Engranajes excéntricos o con dientes agrietados ~ Deterioro de álabes en turbinas
- ~ Problemas eléctricos en motores

6. Análisis de vibraciones en partidas y paradas de una máquina.

Existen ciertos problemas que son más fáciles de diagnosticar durante el funcionamiento transiente (partidas/paradas) que durante el funcionamiento estacionario de la máquina. Es el caso de los problemas que generan vibraciones cuyas frecuencias son función de la velocidad de la máquina. Al disminuir ésta, dichas componentes van disminuyendo en acorde, por lo que en algún momento coinciden con alguna frecuencia natural de ella y son amplificadas, evidenciando en ese instante en forma más clara el

problema. Para esto se analiza los gráficos de la amplitud y fase de algunas componentes vibratorias en función de la velocidad de rotación de la máquina. Estos gráficos se denominan a veces gráficos de Bode. Otro gráfico que se utiliza para estos análisis es el diagrama en cascada. Este gráfico tridimensional muestra espectros vibratorios para diferentes velocidades de rotación de la máquina.

7. Transformadas tiempo-frecuencia.

El análisis espectral es adecuado para analizar vibraciones compuestas de componentes estacionarias durante su periodo de análisis. Esto indica qué efectos transientes de la vibración son promediados en el período de análisis, perdiéndose información sobre la naturaleza o forma de estas variaciones. Existe entonces la necesidad de un análisis que describa mejor señales no estacionarias o transientes. Esto se consigue con las distribuciones o transformadas tiempo-frecuencia. Las transformadas tiempo-frecuencia son análisis tridimensionales amplitud-tiempo-frecuencia, es decir, se agrega una nueva dimensión (el tiempo) a la clásica FFT.

5. DESCRIPCIÓN DEL MODELO REAL

5.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se procederá a detallar de forma individual las piezas que componen el conjunto inicial, así como los materiales con los que ha diseñada cada una y sus dimensiones básicas, antes de ser modelado para realizar los ensayos pertinentes.

El modelo real como muestra la siguiente imagen consta de la bancada y de la machine fault simulation. Respecto a esta última se puede dividir en tres grupos, por una lado tenemos el subconjunto del motor con las pertinentes sujeciones, por otro el sistema de sujeción del eje y finalmente el sistema de sujeción general.



Ilustración 5.1. MFS real

En cuanto a la MFS existen distintos tipos de maquinas de ese tipo y del mismo fabricante como se muestra en la siguiente fotografía:



Ilustración 5.2 . Tipos de MFS

En nuestro caso realizaremos el estudio a la MFS, que estará provista de un eje con un disco y una masa. Este conjunto será parte del análisis más adelante. Seguidamente se muestran varias fotografías del conjunto para que se pueda ver en detalle todos los componentes y su disposición y así poder compararlos con el modelado que se realizará en sección posterior.

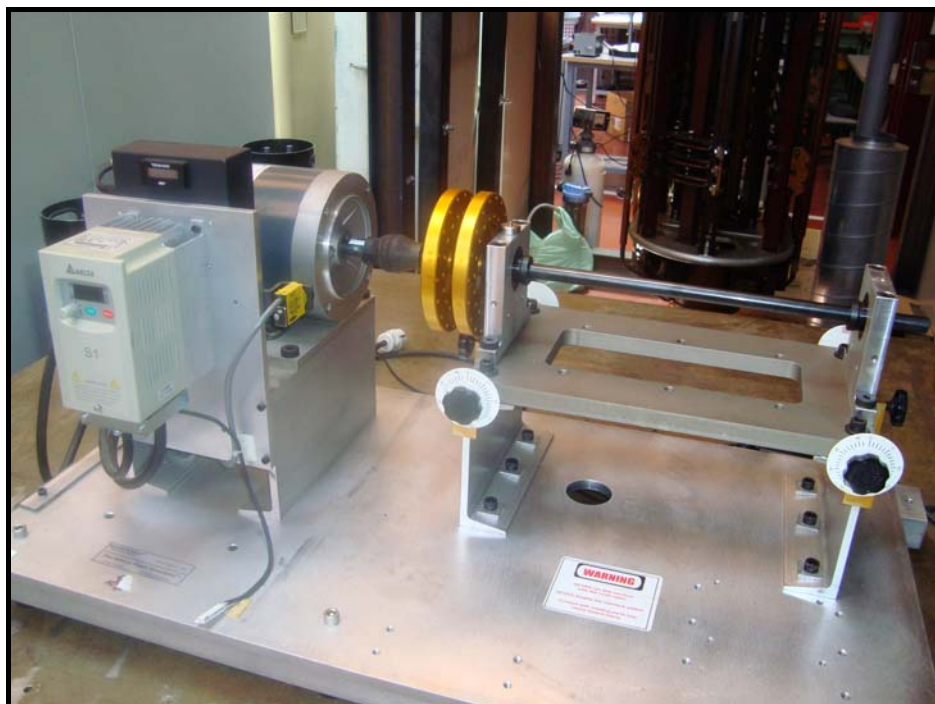


Ilustración 5.3 . Parte posterior de MFS



Ilustración 5.4 . MFS con protector

Las especificaciones del motor se muestran a continuación:

Electrical	AC Drive
Drive	1 HP 3 Phase Variable Speed AC Motor (with local a/o Remote Ctrl.)
RPM	10,000 (short duration test)
Range:	0 to 10,000 user selection
Voltage:	115/230 VAC, Single phase, 60/50 Hz
Electrical	AC Drive

A continuación se muestran más perspectivas de la MFS original:

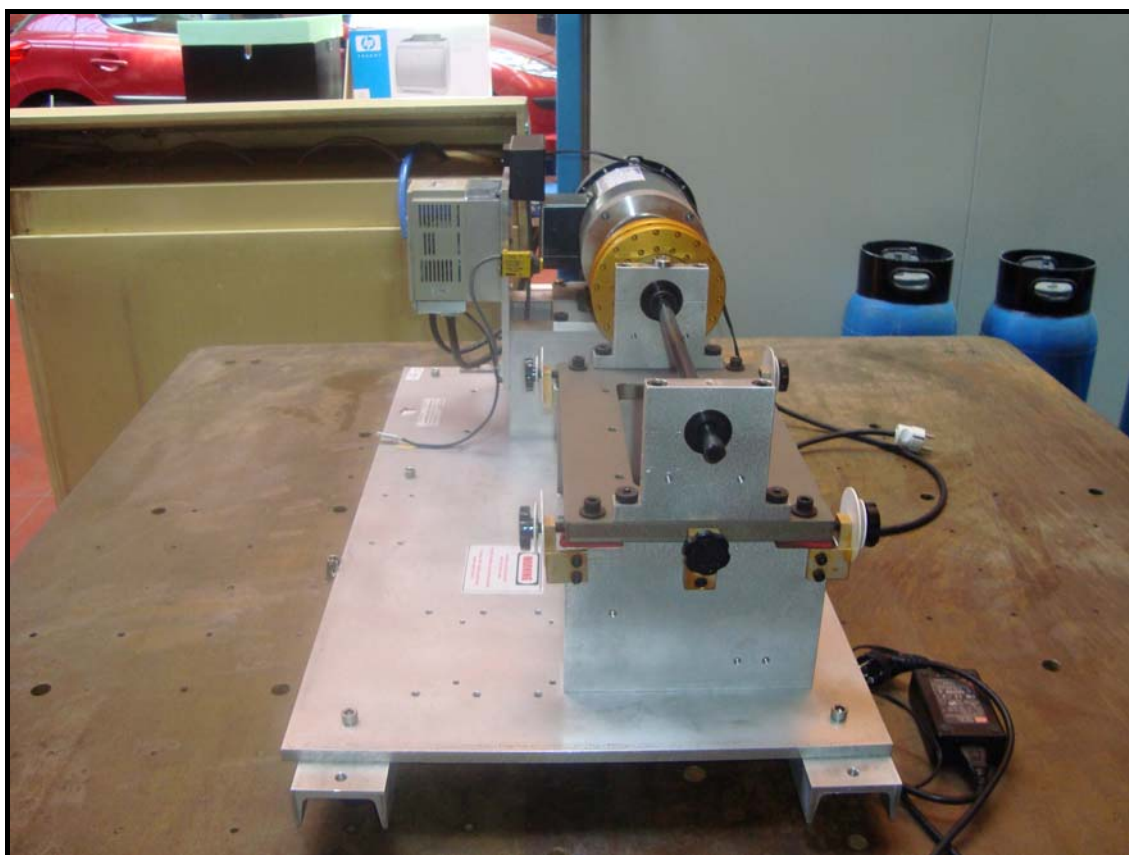


Ilustración 5.5 . Vista lateral MFS

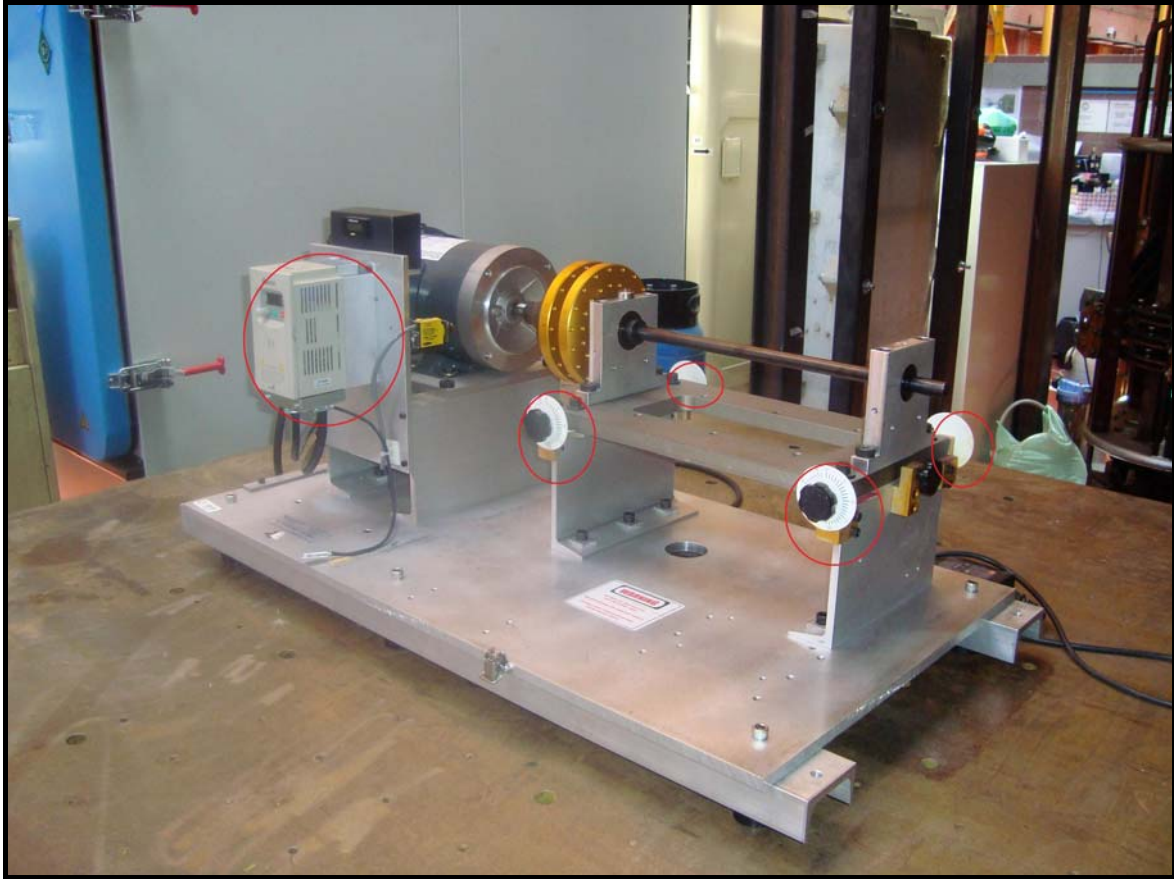


Ilustración 5.6 . Modificaciones MFS

Cabe decir que se realizarán ciertas modificaciones en el modelado del diseño ya que son irrelevantes para el estudio de los modos propios de vibración. En cuestión se han omitido dos detalles. Uno de ellos son los 4 reguladores de presión de la placa soporte del eje. El otro es el medidor de velocidad digital. Todos ellos se puede apreciar en la imagen superior marcados con un círculo rojo.

5.2 COMPONENTES DEL MODELO Y MATERIALES

Tabla resumen de los componentes del modelo:

SUBCONJUNTO	CANTIDAD	PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL
Subconjunto del motor	1	Motor	1	Aluminio 1060
		Soporte horizontal motor	1	Aluminio 1060
		Chapa base motor	1	Aluminio 1060
		Soporte vertical motor	2	Aluminio 1060
		tornillos	12	Acero inoxidable
		Eje motor	1	acero
		Protector caucho	1	poliuterano
Sistema sujeción del eje	1	Pasante superior	2	Aluminio 1060
		Pasante inferior	2	Aluminio 1060
		Cojinetes	2	Acero
		Placa soporte	1	Aluminio 1060
		eje	1	acero
		Tornillos	18	Acero inoxidable
Sistema sujeción general	1	Soporte forma viga	2	Aluminio 1060
		Placa base	1	Aluminio 1060
		Tornillos	6	Acero inoxidable
		Silent Block	6	Caucho

Tabla 5.1 Tabla resumen de los componentes del modelo

Se puede observar los distintos elementos en la fotografía real proporcionada por la página oficial:



Ilustración 5.7 . MFS del catálogo

La siguiente tabla muestra los materiales utilizados en los distintos componentes.

Tabla resumen de los materiales:

MATERIAL PROPIEDADES	Aluminio 1060	ACERO	CAUCHO	POLIURETANO
Densidad(Kg/m³)	2712	7833	785	1150
Módulo Elástico (GPa)	68,9	200	-	117,72
Coefficiente de Poisson	0,33	0,29	0,4	-
Límite Elástico (MPa)	27.58	262	-	$127,5 \cdot 10^3$
Límite Rotura (MPa)	68.9	358	-	-
Conductividad térmica (W/mK)	211	32	-	0,348
Coefficiente dilatación térmica (K⁻¹)	$23,4 \cdot 10^{-6}$	$9 \cdot 10^{-6}$	-	$150 \cdot 10^{-6}$

Tabla 5.2 Tabla resumen de los materiales

6. DESCRIPCIÓN DEL MODELADO

6.1 INTRODUCCIÓN

Come se comentó anteriormente la parte del modelado del proyecto consta de dos semiconjuntos, por un lado se tiene la *machine fault simulation* con todos los elementos que la componen y por el otro la bancada sin agujeros que soportara dicha máquina y que también formara parte de los estudios posteriores.

En el modelado con **solid edge** se realizaran ciertas simplificaciones en algunos elementos para agilizar el proceso pero que no tendrán repercusión alguna en los análisis posteriores. Por supuesto se respetará todas las dimensiones y los materiales de todos los componentes del conjunto. Dichos materiales se especificarán en la parte del modelado en **solid edge**, sirviendo así para el análisis de elementos finitos en **Femap**.

El primer modelado realizado es el de la bancada sin agujeros en el que se puede apreciar el realismo comparando con l fotografía real del apartado anterior.

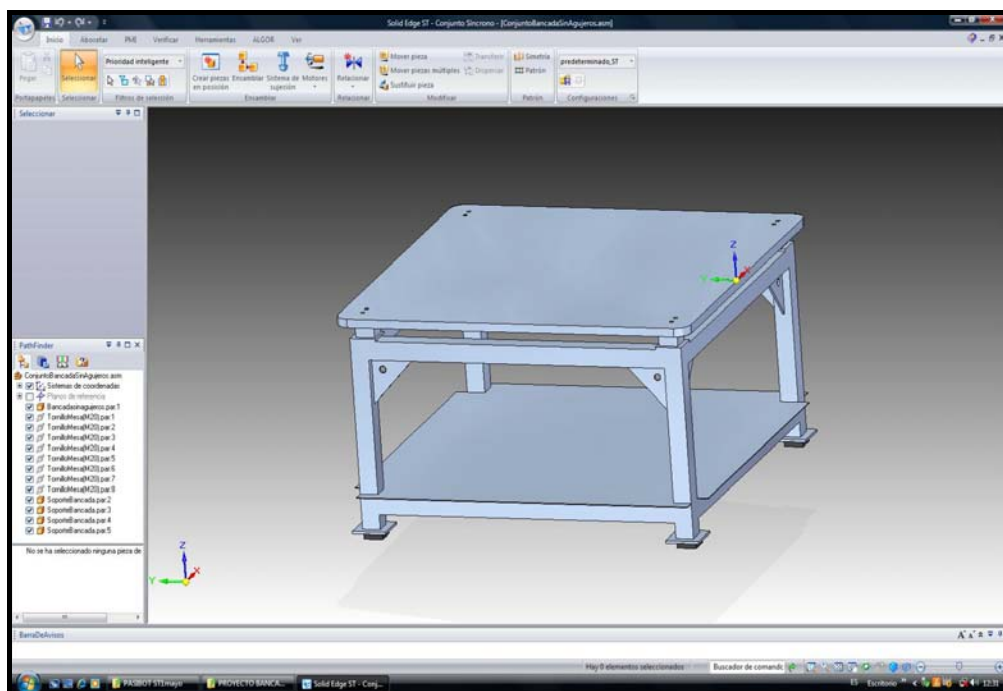


Ilustración 6.1 . Bancada modelada

Si se quisiese dar un mayor realismo a la imagen podríamos utilizar una aplicación del programa obteniendo el siguiente resultado:

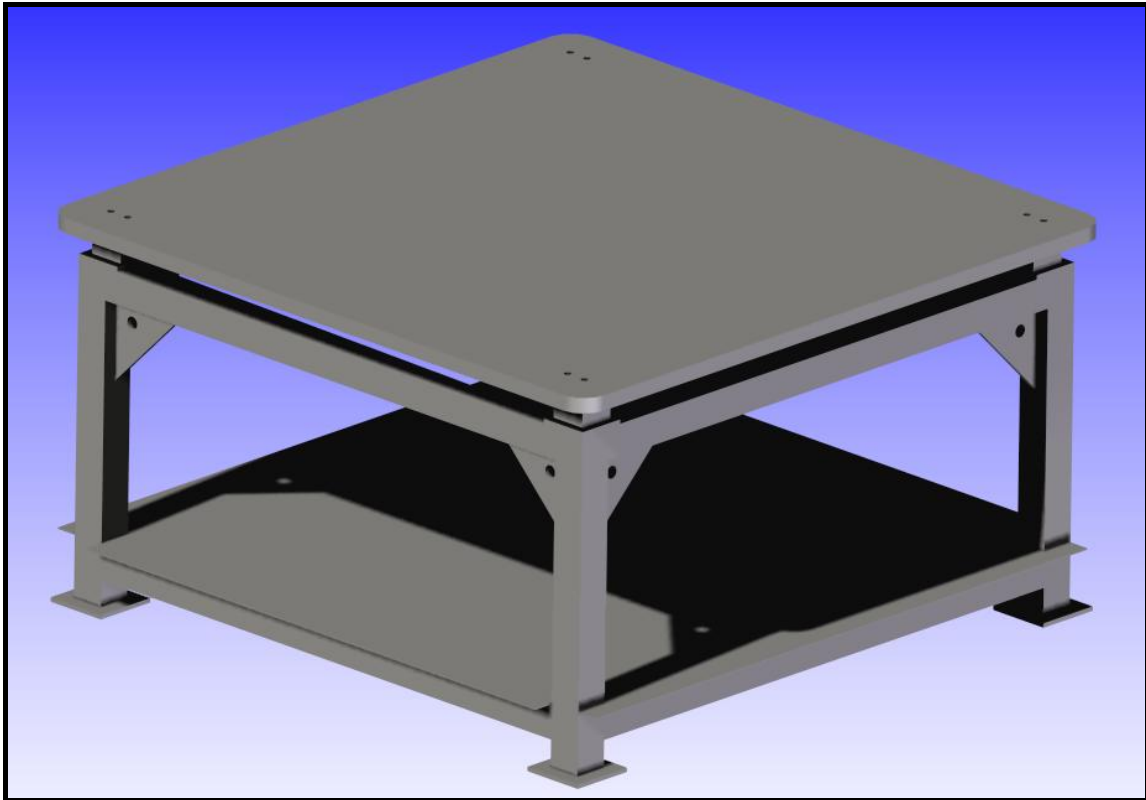


Ilustración 6.2 . Bancada con renderizado

A continuación se detallarán los componentes principales de la **machine fault simulation** y se especificará si se ha realizado alguna simplificación.

6.2 PARTES Y SUBCONJUNTOS

- **Sistema de sujeción general**

Este sistema consta de dos elementos en forma de viga que sirven para sostener todo el conjunto y que están atornillados a la placa base de aluminio

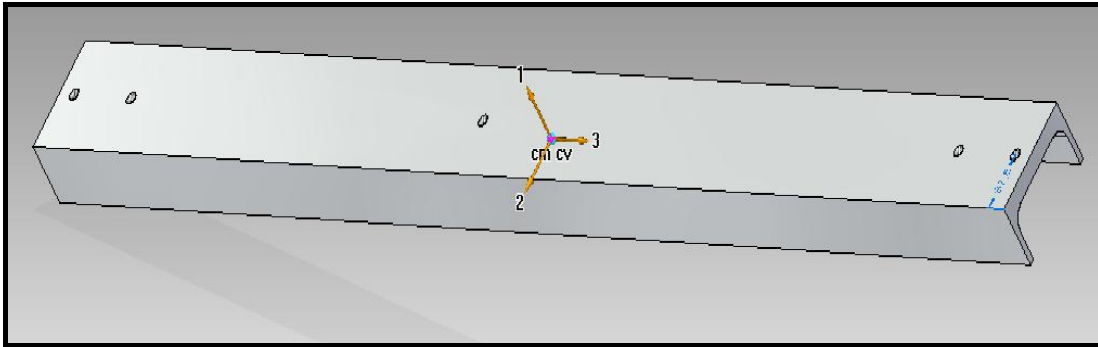


Ilustración 6.3 . Elemento sujeción

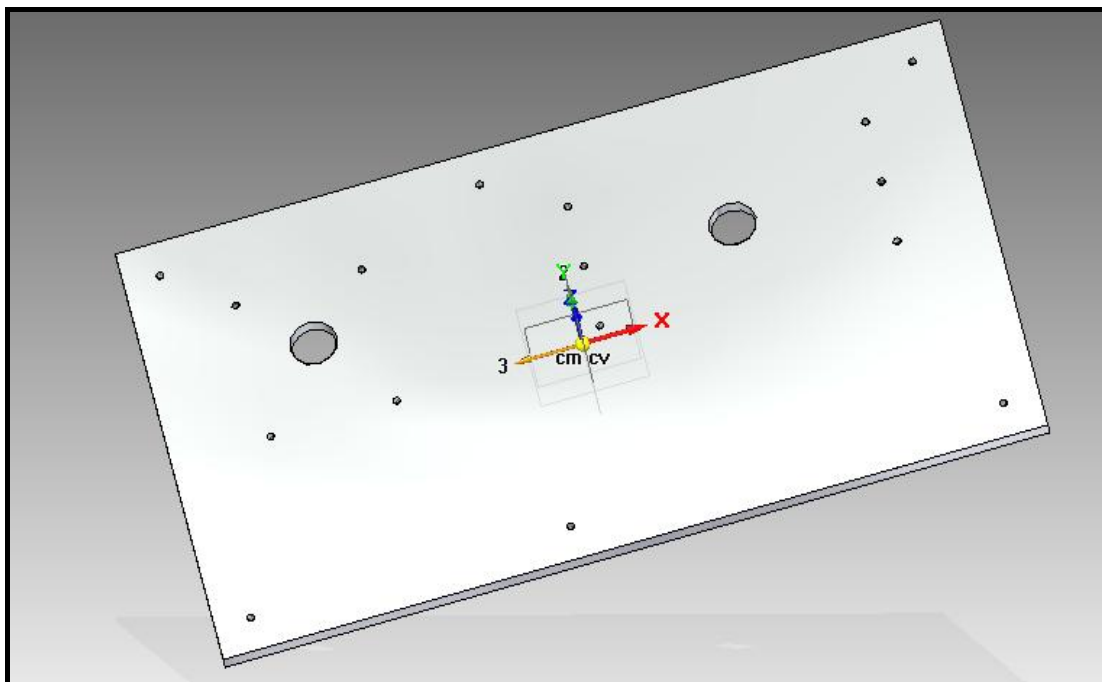


Ilustración 6.4 . Placa sujeción

- **Sistema de sujeción del eje**

Este sistema está formado por un conjunto de dos pasantes superiores y otros dos inferiores. Al unirlos dan lugar a un orificio circular donde van colocados los cojinetes. Se puede observar en las siguientes imágenes dichos elementos y el subconjunto.

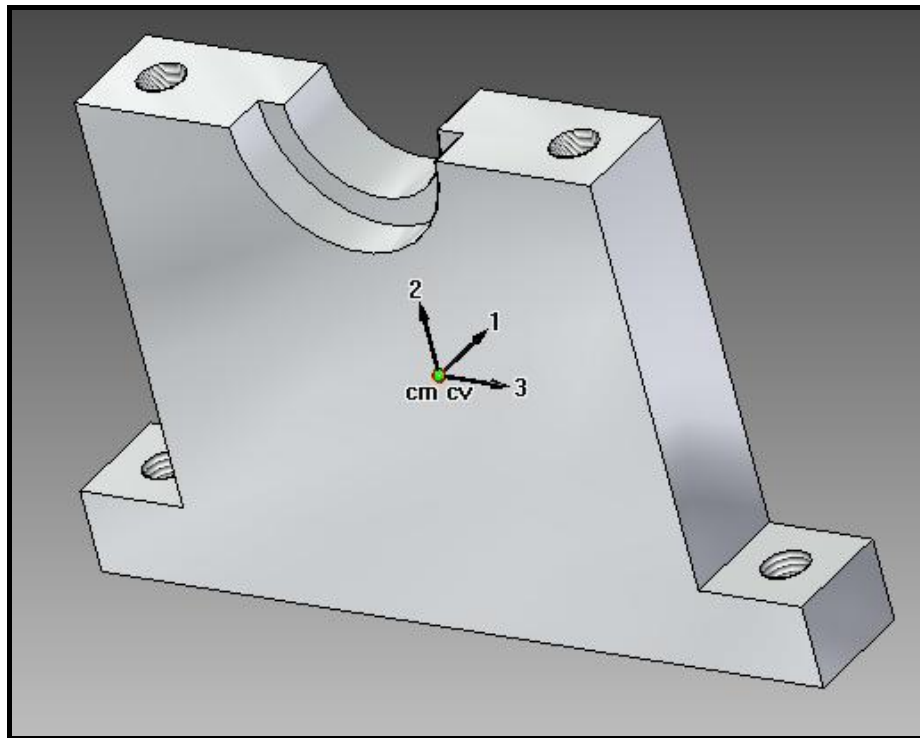


Ilustración 6.5 . Pasante inferior

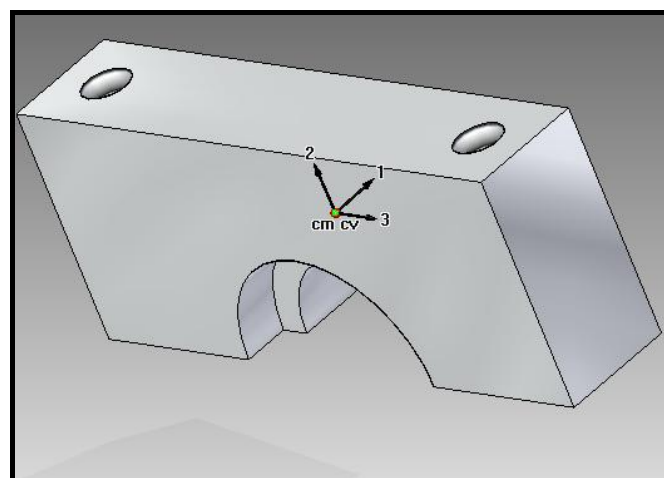


Ilustración 6.6 . Pasante superior

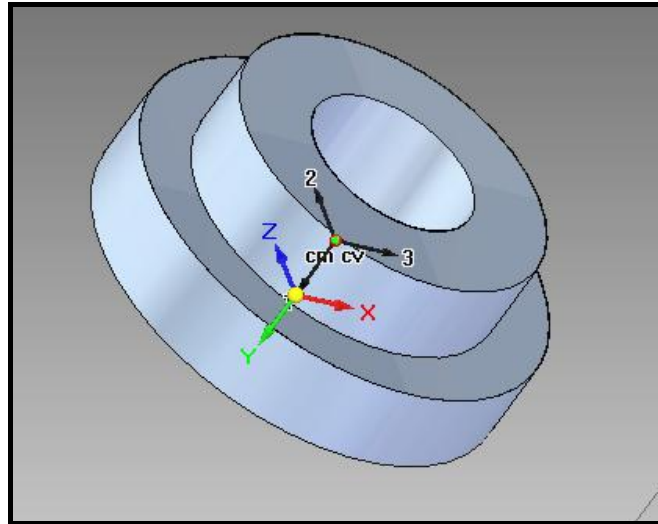


Ilustración 6.7 . Cojinete

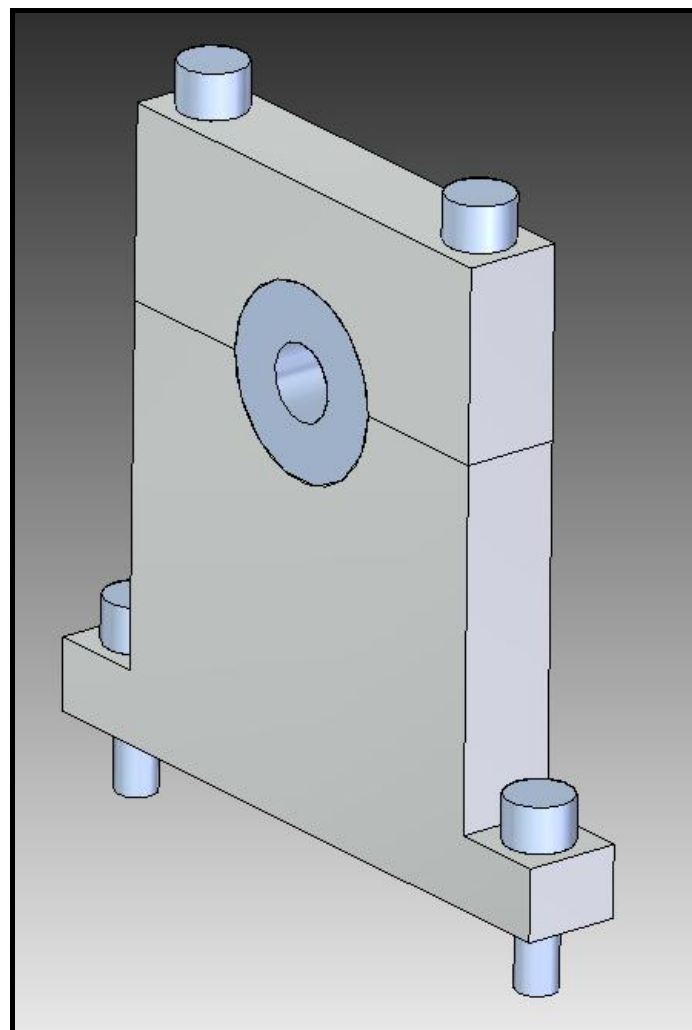


Ilustración 6.8 . Subconjunto sujeción eje

A su vez este sistema de sujeción se encuentra colocado sobre una placa de aluminio atornillada a unos soportes verticales como se muestra en las siguientes figuras.

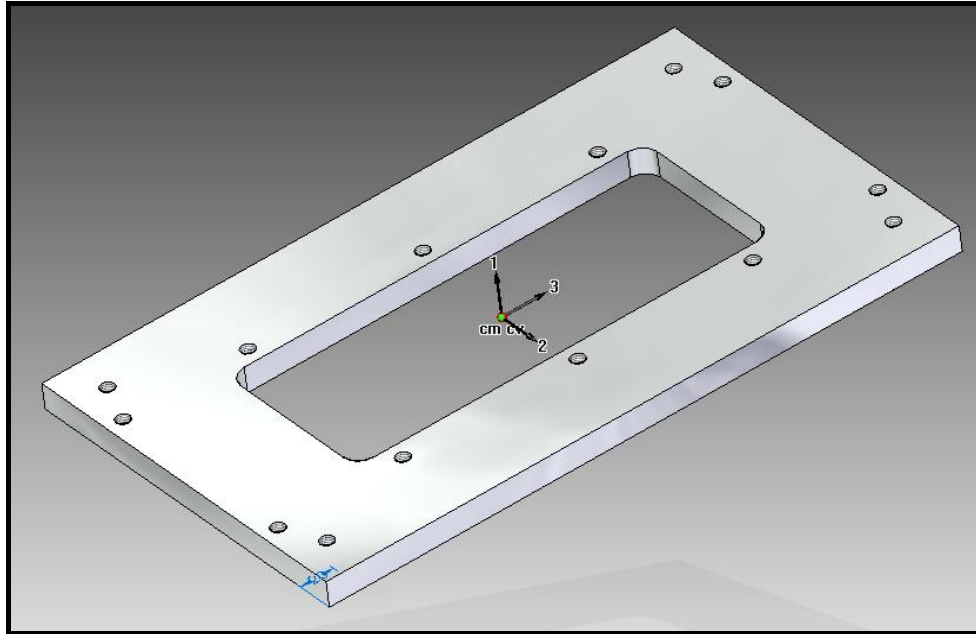


Ilustración 6.9 . Placa aluminio

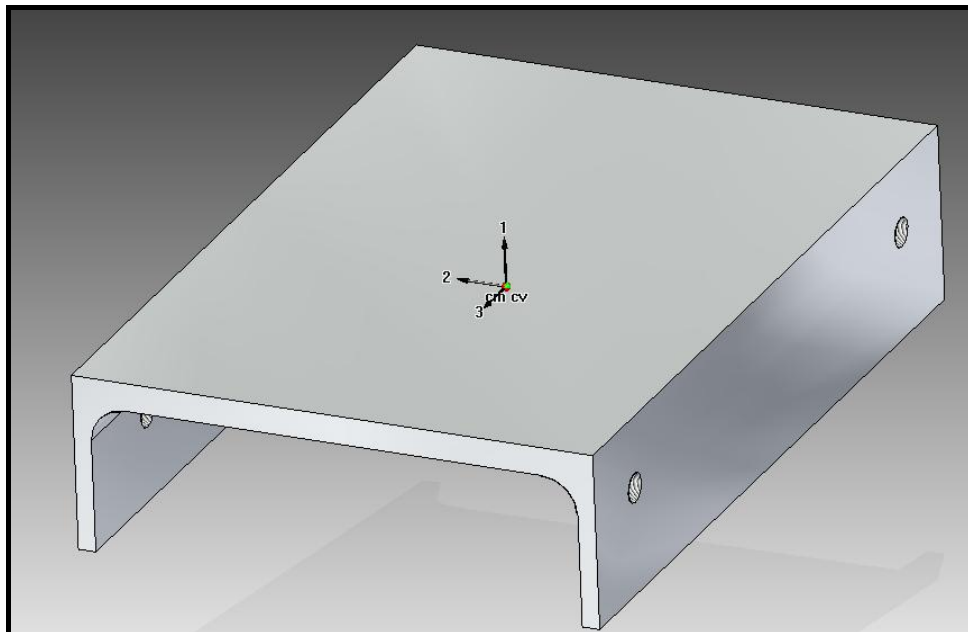


Ilustración 6.10 . Soporte vertical

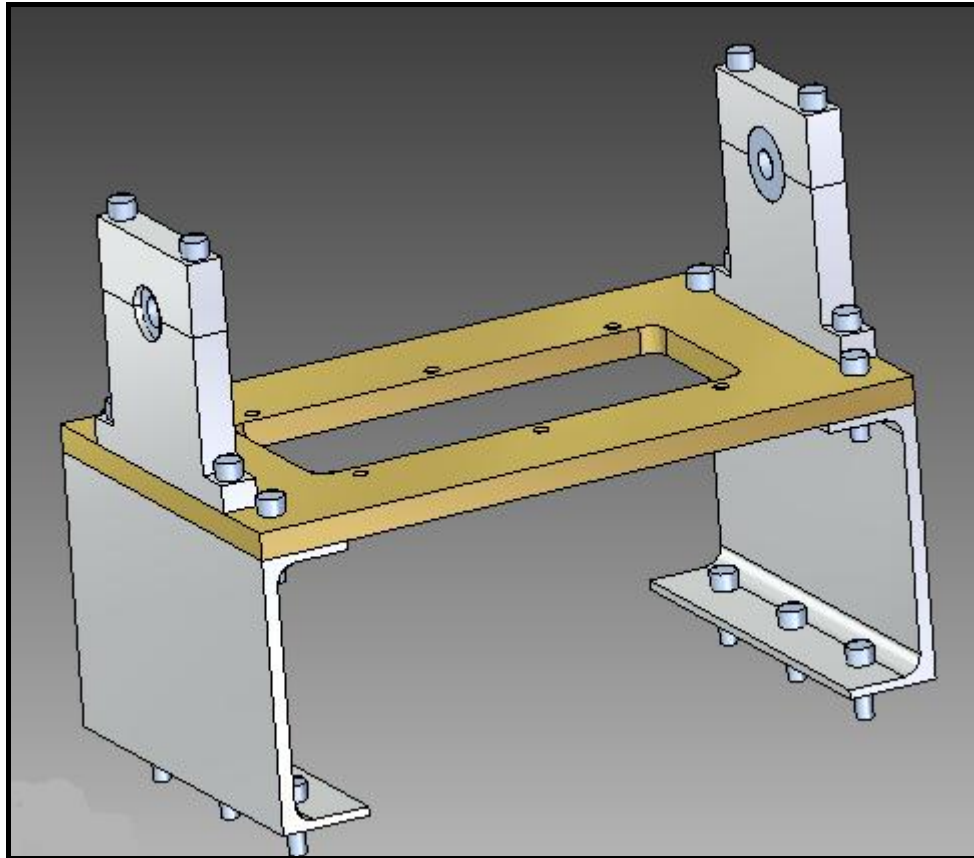


Ilustración 6.11 . Sujeción completa eje

- **Subconjunto del motor**

En este subconjunto el elemento principal, lógicamente, es el propio motor, en el cual se han realizado algunas simplificaciones en el modelado, irrelevantes para el análisis de modos propios de vibración

En la siguiente imagen podemos ver el motor que dará movimiento al eje, el cual será objeto del estudio más adelante. Las especificaciones técnicas del motor han sido proporcionadas anteriormente.

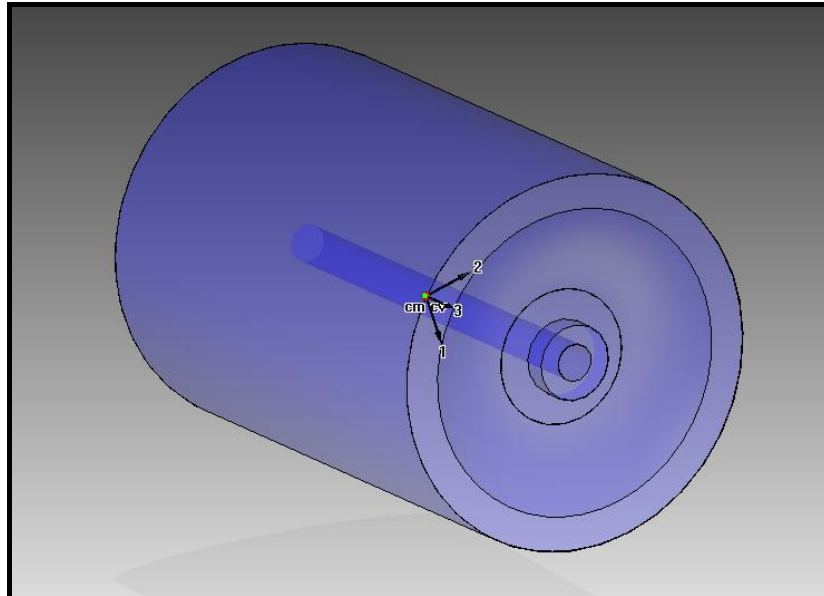


Ilustración 6.12 . Motor modelado

Dicho motor se encuentra sostenido por una placa de aluminio y dos soportes verticales que a su vez van atornillados a la placa base de aluminio, en la cual recae el peso de todo el conjunto.

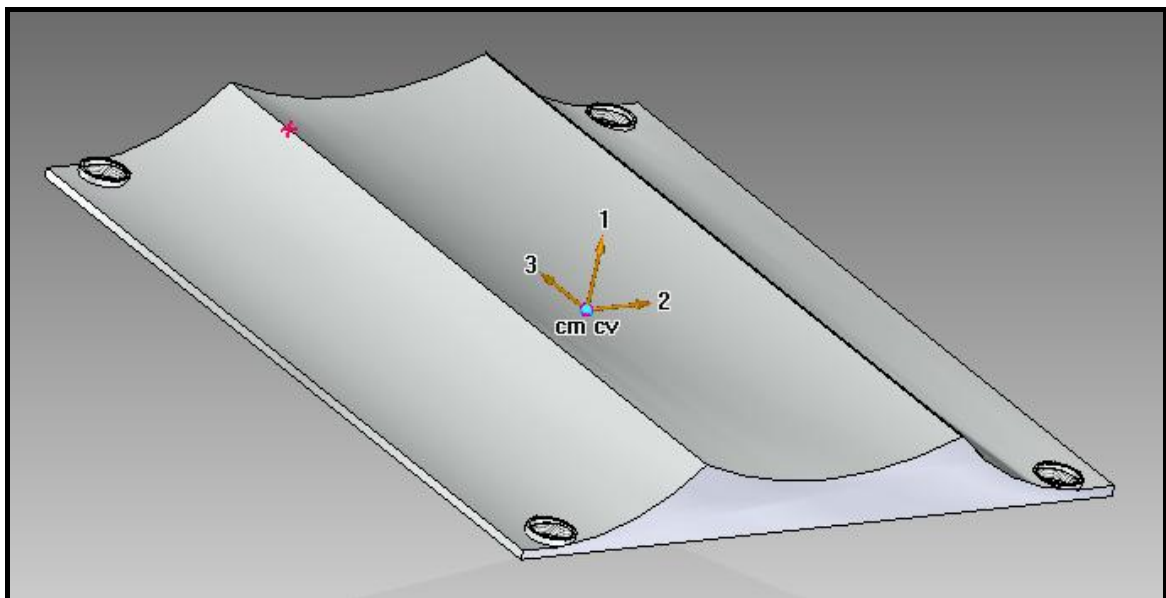


Ilustración 6.13 . Placa sujeción motor

En la siguiente figura se puede ver el conjunto del sistema de sujeción del motor anteriormente descrito.

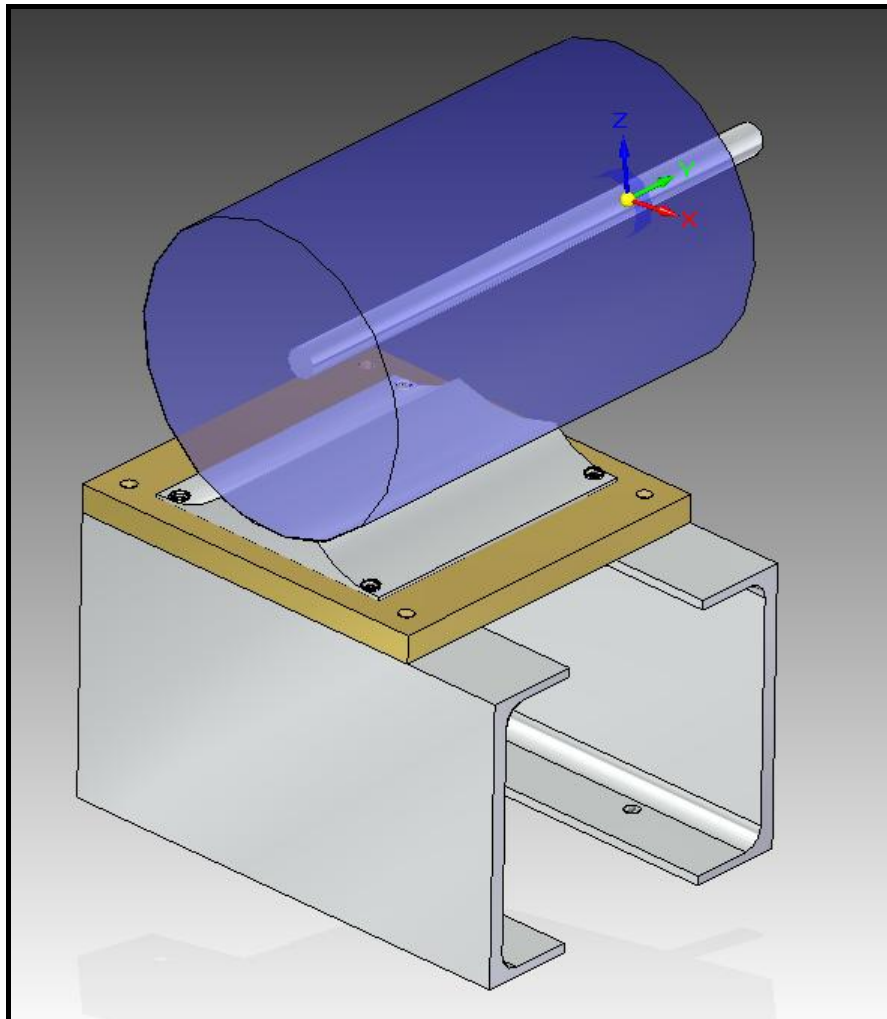


Ilustración 6.14 . Sistema sujeción motor

El último elemento por añadir a la máquina son unos tacos de gomas que serán atornillados al sistema de sujeción inferior y que cuya finalidad es absorber las vibraciones. Su nombre es *Silent Block*.

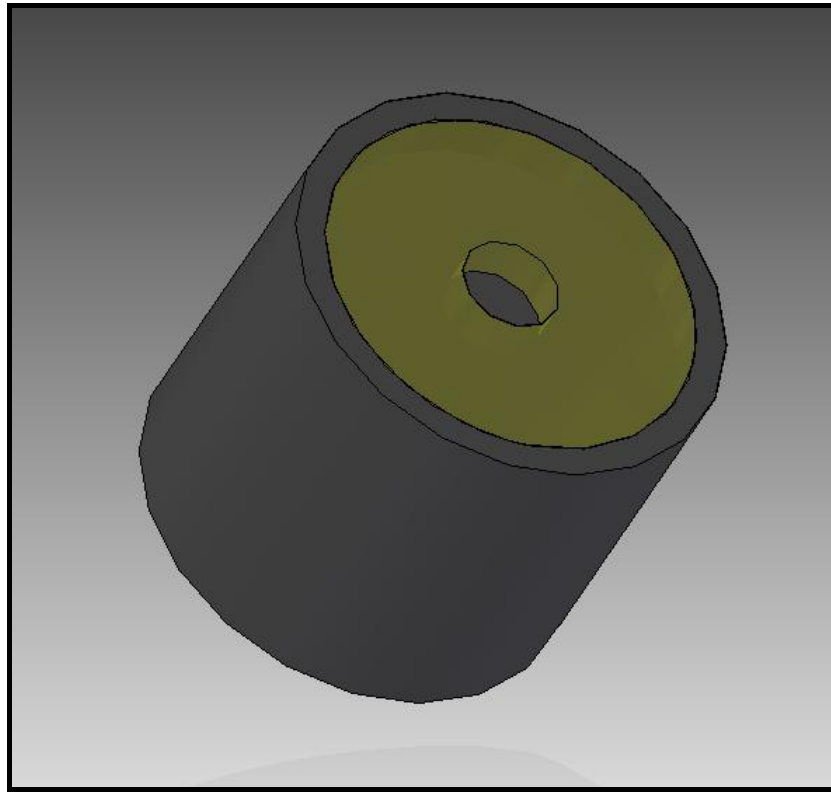


Ilustración 6.15 . Silent block

Una vez modeladas todas las piezas anteriormente descritas, utilizando la aplicación del entorno conjunto y determinando correctamente las relaciones entre todas las partes del conjunto para poder obtener así un correcto movimiento de la *machine fault simulation* el resultado se muestra en las siguientes imágenes.

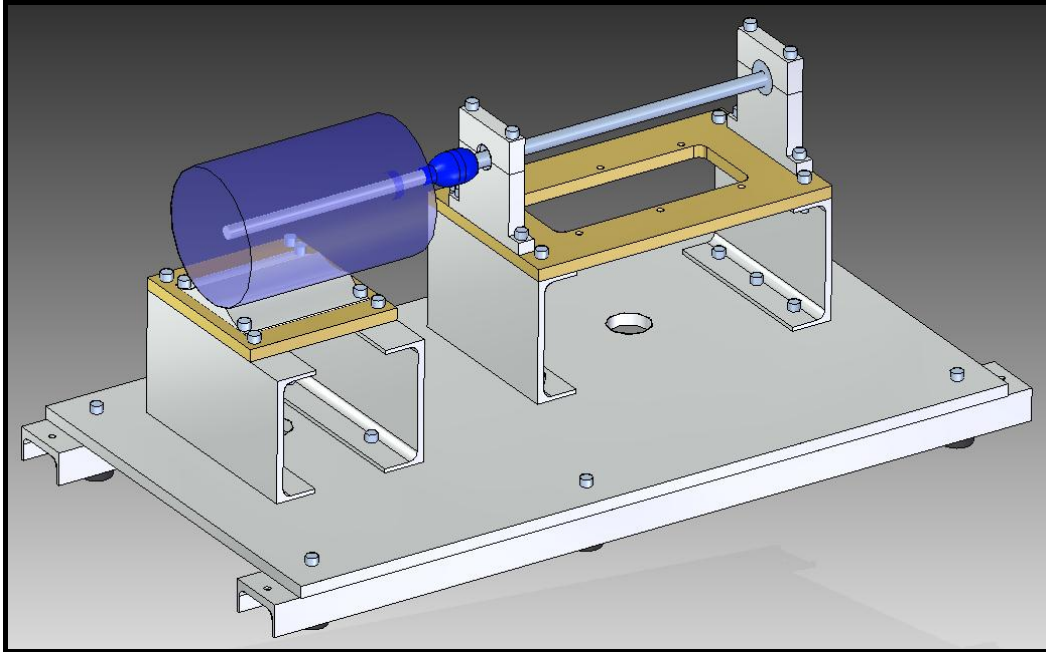


Ilustración 6.16 . MFS modelada

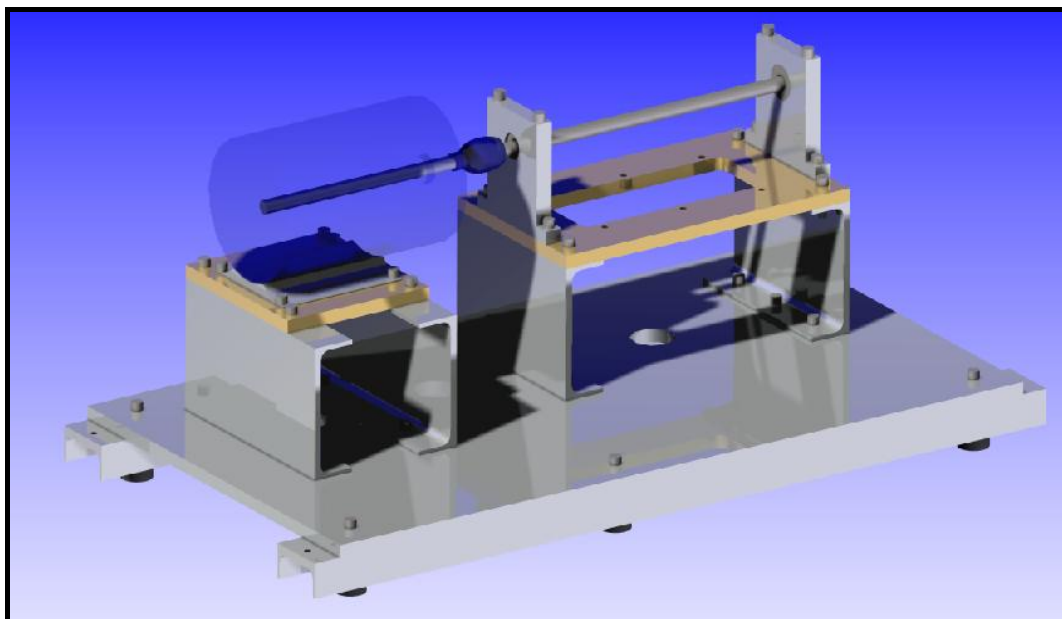


Ilustración 6.17 . MFS con renderizado

Se puede comprobar el realismo del modelado observando la imagen del conjunto final junto con la bancada y la fotografía real anteriormente expuesta.

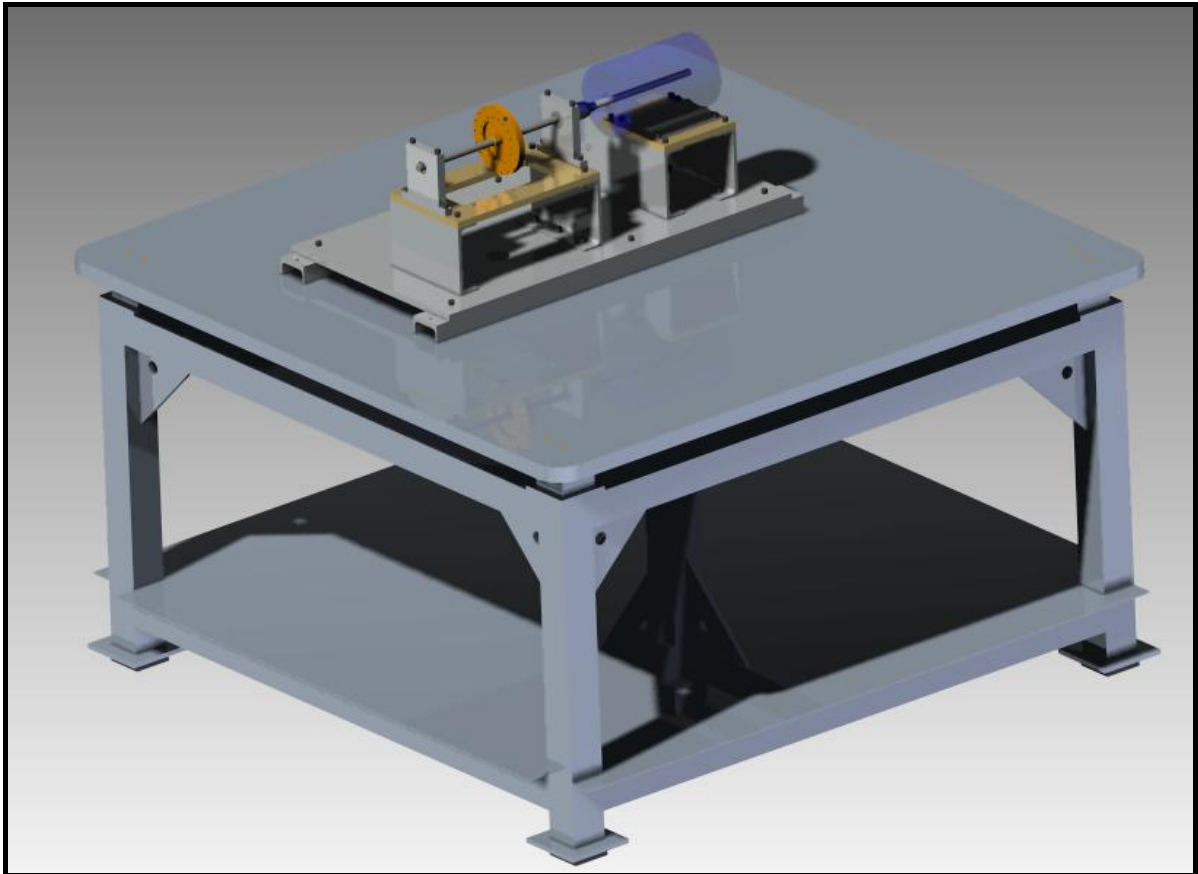


Ilustración 6.18 . Conjunto completo renderizado

7. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS CON FEMAP

7.1 INTRODUCCIÓN

En esta fase, el software soluciona el problema planteado, resolviendo el sistema de ecuaciones que se genera para el sistema de forma iterativa. El análisis por elementos finitos es un método numérico utilizado para resolver problemas de ingeniería y física.

Es un método que se usa para predecir el comportamiento de un sistema mecánico genérico ante una determinada acción de los parámetros mecánicos habituales: fuerzas, pares, campos de temperatura, etc. Este tipo de análisis es usado en el ciclo de diseño de un producto para predecir el rango de trabajo en el que el producto deberá funcionar. Permite tener un conocimiento del producto muy profundo antes de que exista físicamente.

El método consiste en dividir el sistema en subconjuntos denominados elementos. Así se consigue pasar de un sistema continuo a un sistema discreto. Un elemento está formado por una serie de puntos, denominados nodos, y las aristas que los unen.

Para saber lo que ocurre en el sistema continuo es necesario resolver a menudo complejas ecuaciones diferenciales. En el sistema discreto basta con calcular el comportamiento de los nodos y después utilizando funciones de forma se interpolan los resultados a todo el sistema.

El primer paso a seguir para resolver un problema mediante el método de los elementos finitos es crear una malla computacional. Es decir, la cantidad de nodos de los que va a disponer la malla o el tamaño de los elementos.

En nuestro caso, el programa utilizado es FEMAP, un potente e innovador programa creado por Siemens para la simulación y resolución de problemas en elementos finitos. Al abrir FEMAP nos encontramos en una pantalla de inicio con todas las ventanas y comandos disponibles en este programa.

7.2 PROCESO DE SIMULACIÓN FEM

▪ Modelado

Consiste en la realización de un dibujo del sistema a estudiar mediante un programa de *CAD* (*Computer aided desing*) en 2D o 3D, que posteriormente será importado al programa de elementos finitos correspondiente. Otra posibilidad, es el uso del editor de geometría que poseen la mayoría del los paquetes de software que realizan análisis por *FEM* y dibujar directamente en este el modelo a ensayar. La ventaja que posee el uso de los primeros frente a los segundos, es que tienen una mayor precisión a la hora de dibujar la geometría, por lo que se pueden modelar sistemas con formas más complejas disminuyendo el tiempo empleado.

El primer paso a seguir consiste en importar la figura que hemos diseñado en *SOLID EDGE* a nuestro programa. Se realiza pulsando la pestaña *File* (Archivo) y dentro de ésta se pulsa *Import* (Importar) y a su vez *Geometry* (Geometría). Una vez pulsada esta última pestaña se te abre un cuadro donde podemos buscar cualquier pieza que deseemos en varios formatos.

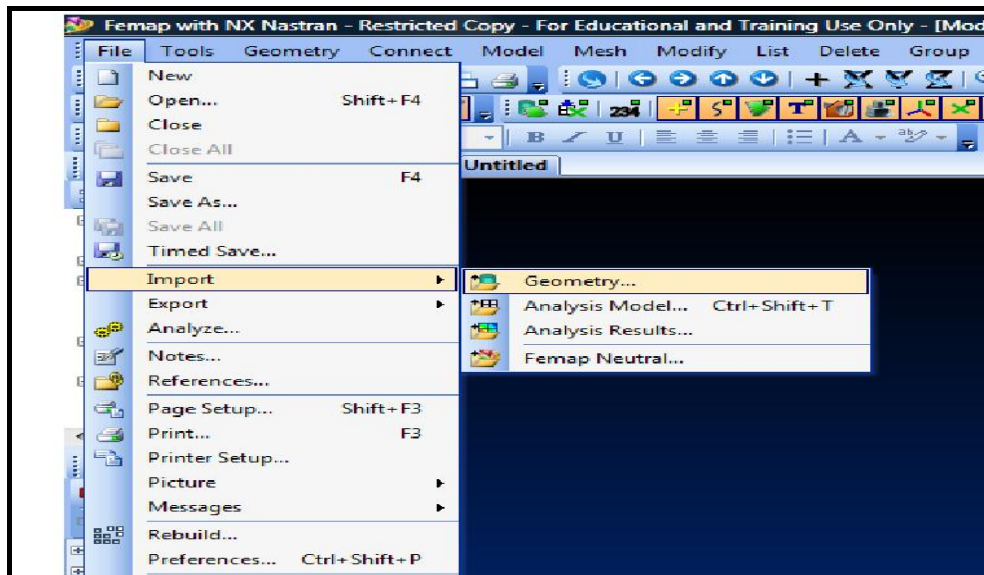


Ilustración 7.1 . Importar geometría en Femap

Tenemos una importante ventaja y es que al ser FEMAP y SOLID EDGE programas compatibles, existen varios pasos que nos hemos saltado y son el modelado de las piezas y las propiedades de los materiales, que ya vienen definidas en SOLID EDGE. De esta forma las propiedades de los materiales de los que están compuestas, tales como la densidad, el coeficiente de Poisson o el módulo de Young, entre otras, ya están establecidas.

▪ *Mallado*

Mediante el mallado se discretiza la geometría del conjunto inicial, dividiendo la totalidad de este en pequeñas celdas. Normalmente, los programas de elementos finitos tienen un módulo interno que permite la posibilidad de mallar de forma automática y que posibilita refinar aquellas zonas donde se necesite más precisión de cálculo.

Nosotros escogemos el de SOLID EDGE y pasamos a realizar el mallado. En este apartado nos introducimos en la pestaña de *Mesh* (mallado) y dentro de ella seleccionamos *Geometry* (Geometría) y *Solids* (Sólidos).

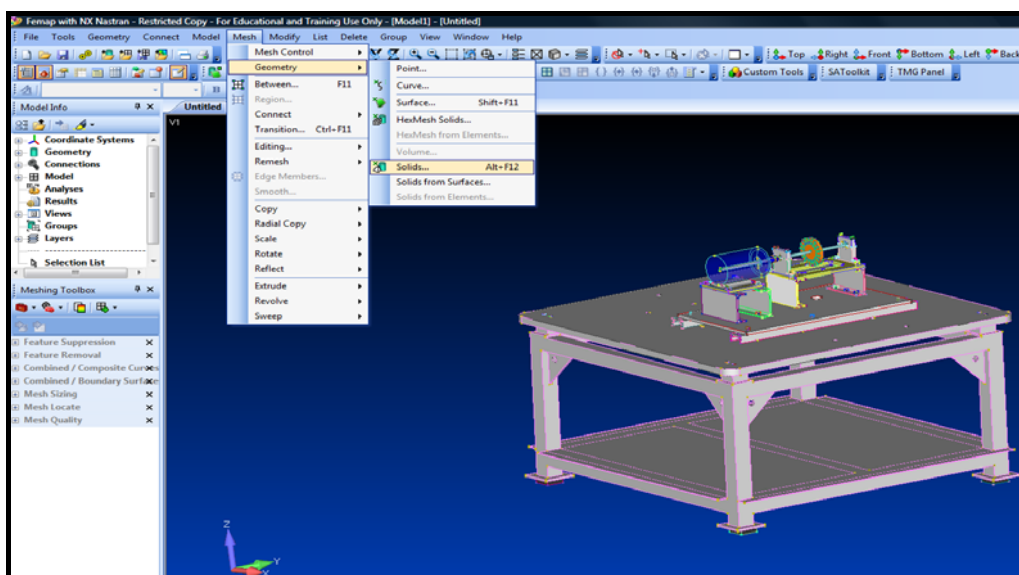


Ilustración 7.2 . Mallado en Femap

En la ventana de *Entity Selection* (Entrada de Selección) pulsamos el botón de *Select All* (Seleccionar Todo) para que nos coja todas las piezas que forman nuestro conjunto.

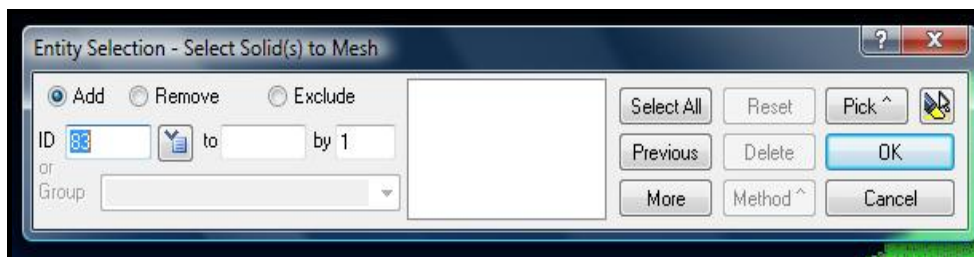


Ilustración 7.3 . Entrada de selección

Posteriormente en *Automesh Solids* (Automallado de Sólidos) dejamos los parámetros que aparecen en la ventana, que son los que nos encontramos por defecto y son los más idóneos para el automallado (tipo, forma y número de nodos).

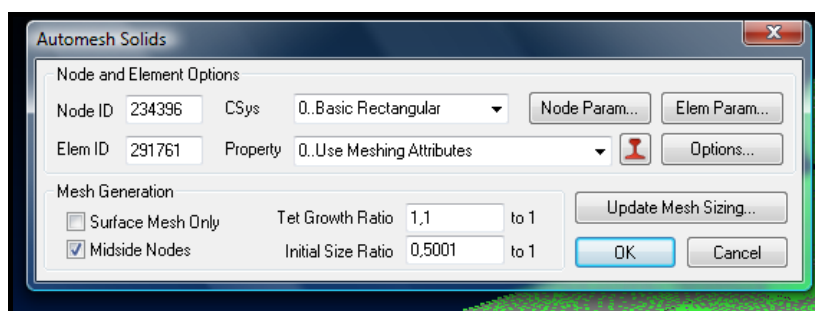


Ilustración 7.4 . Automallado

- ***Definición de contactos entre superficies***

En este paso se especifica el tipo de contacto que existe entre superficies colindantes en el modelo, estas pueden encontrarse pegadas, soldadas, tener rozamiento entre ellas, entre otras posibilidades. Existe tanto la opción de detallar el contacto por defecto entre la totalidad de superficies unidas que componen el modelo y la opción de generar los contactos uno a uno creando parejas de superficies. Ambas posibilidades se pueden combinar para los casos en los que la mayoría de las superficies tengan el mismo tipo de unión y unas caras determinadas no.

Una vez está mallada la figura necesitamos conectar las distintas piezas sólidas que componen nuestro conjunto. Para el estudio de modos de vibración, hemos decidido simplificar el problema cogiendo sólo el eje y el disco con el peso. De esta forma

evitamos los problemas que nos ha dado al estudiar el conjunto entero y resulta igualmente práctico y se obtiene unos valores lógicos.

En primer lugar, en nuestro eje-motor con disco-peso incluido, definimos los contactos entre superficies. Para ello nos introducimos en la pestaña de *Connect* (Conexiones) y seleccionamos *Automatic* (Automático).

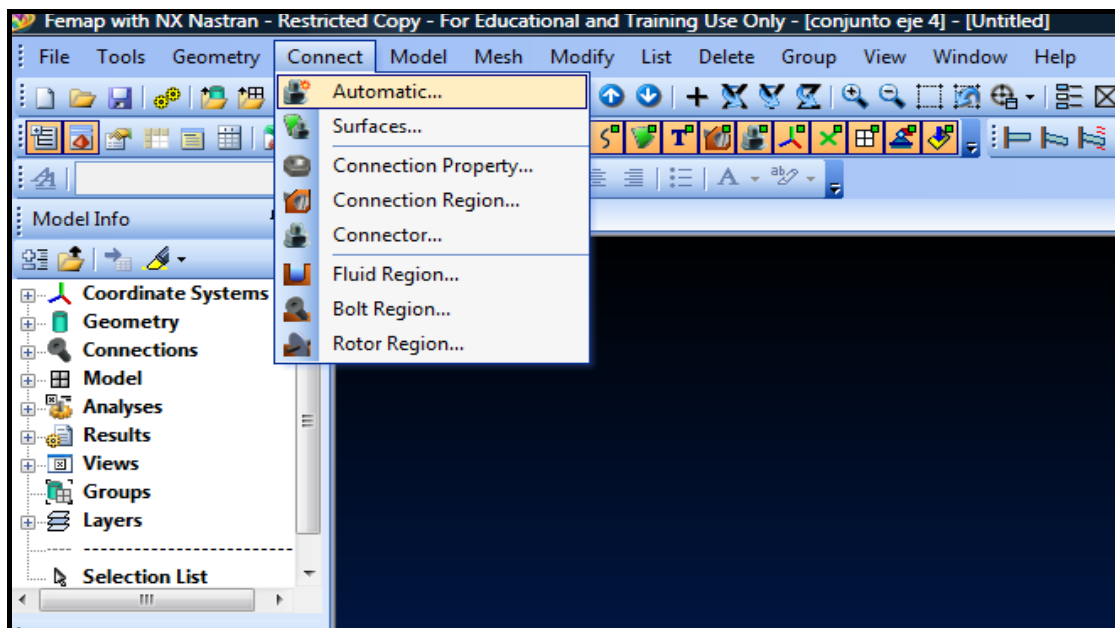


Ilustración 7.5 . Conectar caras

Una vez dentro nos volvemos a encontrar con la ventana *Entity Selection* (Entrada de Selección) pulsamos el botón de *Select All* (Seleccionar Todo) para que nos coja todas las piezas que forman nuestro conjunto. Finalmente en la última ventana en *Auto Dection Options for Connections* (Opciones de Autodetección de Conexiones) dejamos los valores estándares de tolerancia, con especial atención a que aparezca marcada la pestaña *Glued*.

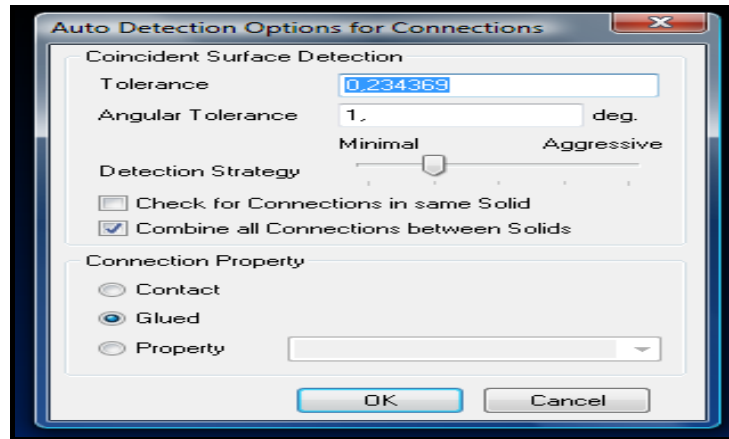


Ilustración 7.6 . Autodetección de conexiones

- ***Aplicación de las condiciones de contorno***

Las condiciones de contorno son restricciones que se aplican en algunos nodos mediante las cuales se restringen el número de grados de libertad, existe la posibilidad de limitar el desplazamiento en una o varias direcciones del espacio concretas o la rotación en las mismas.

Para aplicar estas condiciones es muy importante recordar que hemos asemejado nuestro rotor-kit con bancada a un eje apoyado en sus extremos donde todos los grados de libertad están restringidos exceptuando el eje de giro del eje-motor, que en nuestro caso es el "Y". Escogemos dentro de la barra de herramientas *Model* (Modelo) y a su vez *Constraint* (Restricciones) y *Nodal* (Nodo).

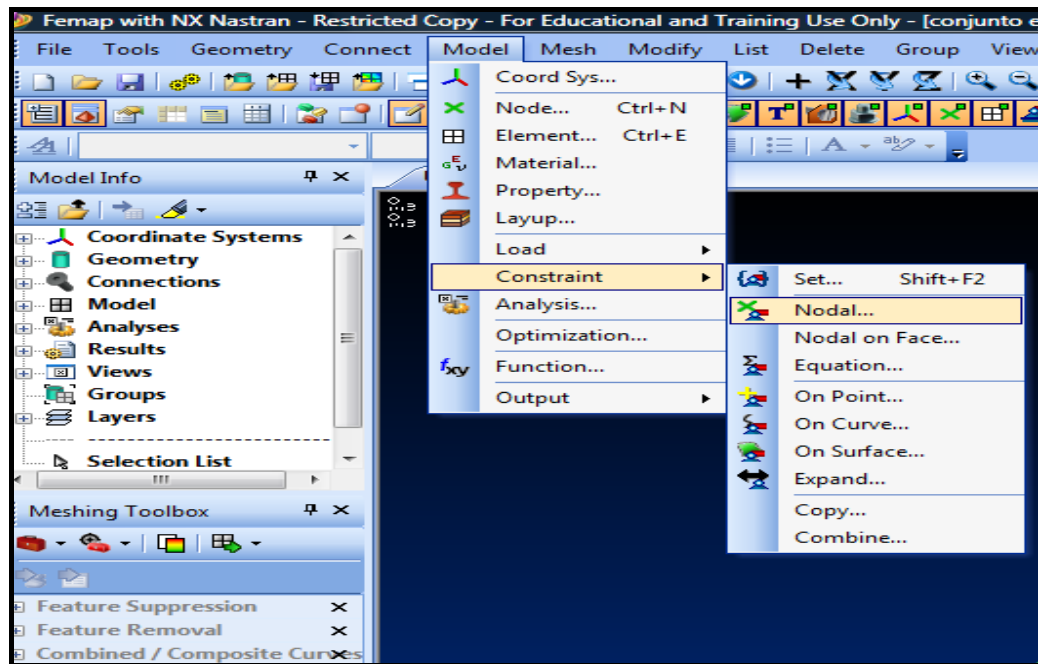


Ilustración 7.7 . Restricciones

Hemos escogido el nodo central de cada cara del cilindro (eje-motor) en la pestaña de *Entity Selection/Enter Node* (*Entrada de Selección/Entrada de los Nodos*) y como ya hemos comentado antes le hemos puesto todas las restricciones de movimiento menos la del giro del eje en esos puntos (TX, TY, TZ, RX, RZ) en la pantalla de *Create Nodal Constraints/DOF* (Crear Restricciones de Nodos/Grados de Libertad), que es donde están apoyados en los cojinetes.

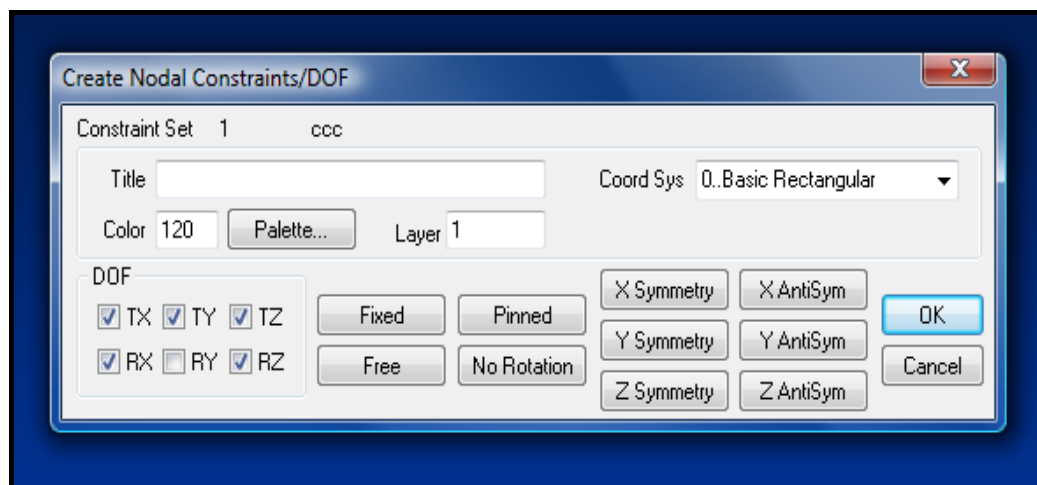


Ilustración 7.8 . GDL restricciones

En el caso de la Bancada el proceso es algo diferente. Debemos introducirnos igualmente en *Model* (Modelo) y a su vez *Constraint* (Restricciones) pero ahora, la Bancada está apoyada en cuatro superficies planas cuadradas luego la restricción será *On Surface* (En Superficie).

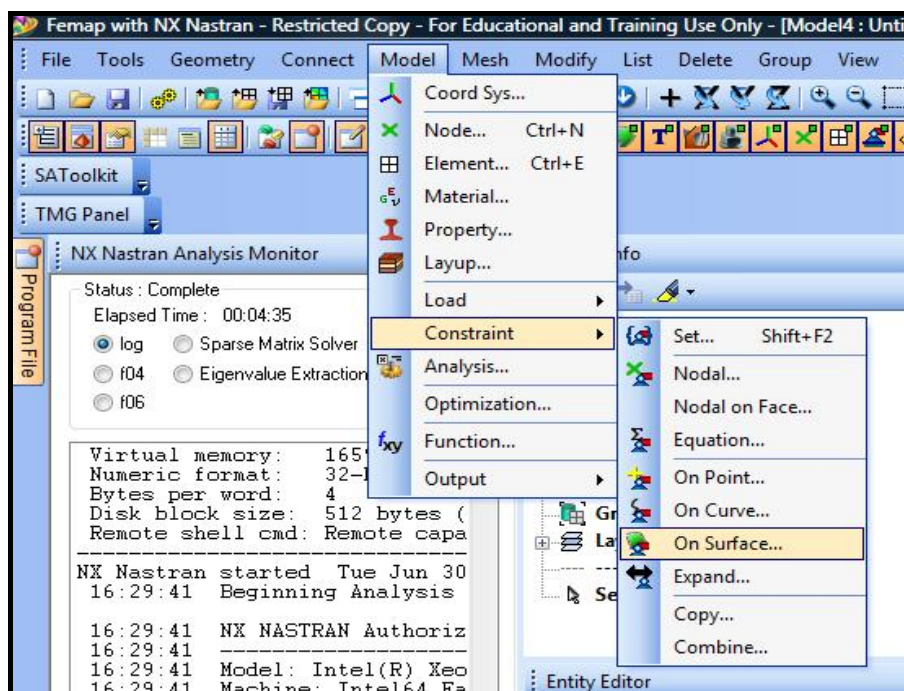


Ilustración 7.9. Restricciones en superficies

Una vez nos encontramos en la ventana de *Create Constrains on Geometry* (Crear Restricciones en Geometría) debemos seleccionar el único eje de movimiento que está restringido en este caso que es el eje Z en desplazamiento (TZ).

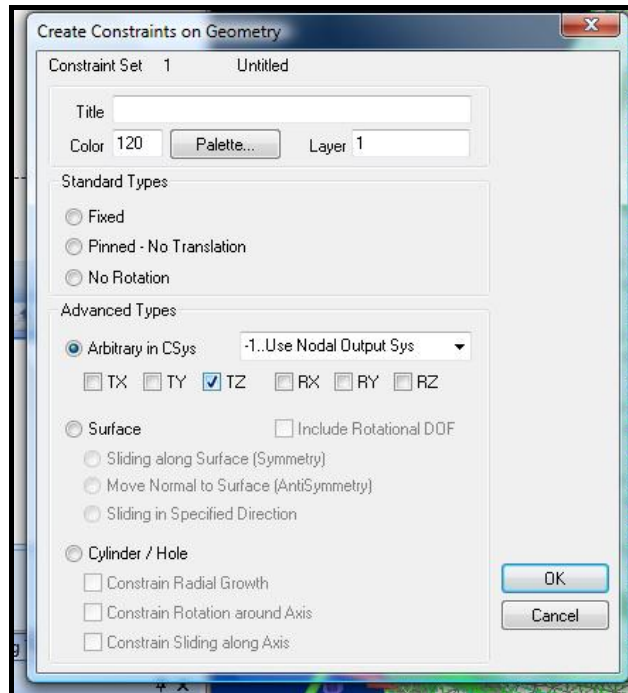


Ilustración 7.10. Restricciones en geometría

- ***Elección tipo de análisis a realizar***

Tras la preparación del modelo, objeto de estudio, se ha de indicar al programa qué tipo de análisis se requiere realizar; este puede ser estructural, de transferencia de calor, electrostático, de transporte de masa,...dentro de estas categorías se ha de concretar las características del mismo.

En nuestro caso hemos escogido el análisis de modos de vibración. Dentro de la pestaña de *Model* (Modelo) escogemos *Analysis* (Análisis) para analizar nuestro problema. El programa matemático que soluciona los problemas de elementos finitos es el NX NASTRAN, que nos permite obtener las soluciones correspondientes a cada problema planteado.

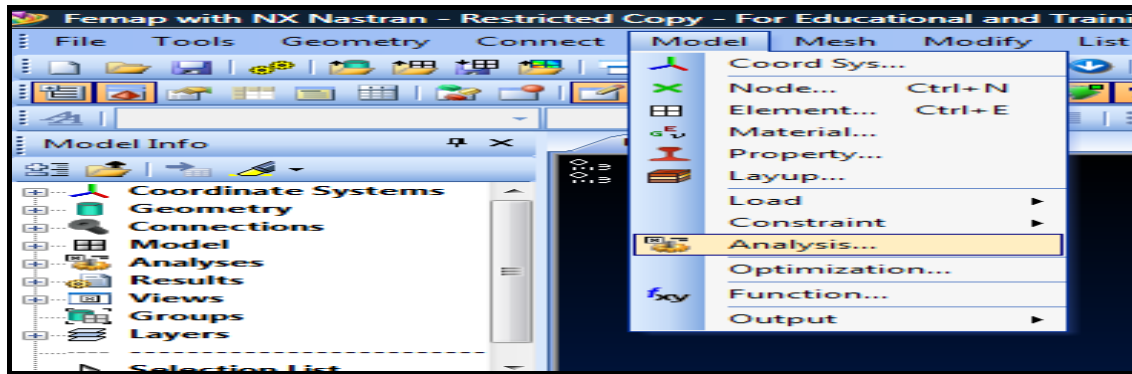


Ilustración 7.11. Análisis Femap

En FEMAP existen muchos tipos de análisis(estático, dinámico, transferencia de calor). Debemos escoger el segundo tipo *Normal Modes/Eigenvalue* (Modos de Vibración). El programa tardará unos minutos y si no existe ningún error fatal(puede aparecer algún "warning") es posible analizar los resultados.

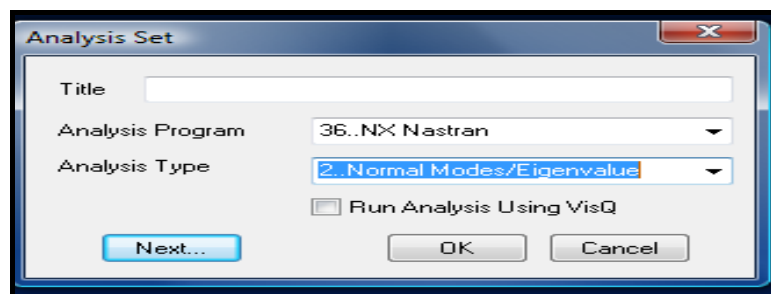


Ilustración 7.12. Tipo de análisis

7.3 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS

▪ Obtención y análisis de resultados

La solución se obtiene en cada uno de los elementos en que se descompone la geometría y el programa nos permite analizar el desplazamiento, fuerza, presión etc. que se ejerce en cada nodo.

En este apartado final debemos obtener una hoja de resultados lo más práctica posible. Para ello es necesario primero indicar el origen de resultados en formato Word que nos dará FEMAP. Dentro de *List/Destination* (Lista/Destino) nos encontramos con la venta *Listing Destination* y aquí seleccionamos la carpeta donde se van a guardar nuestros archivos.

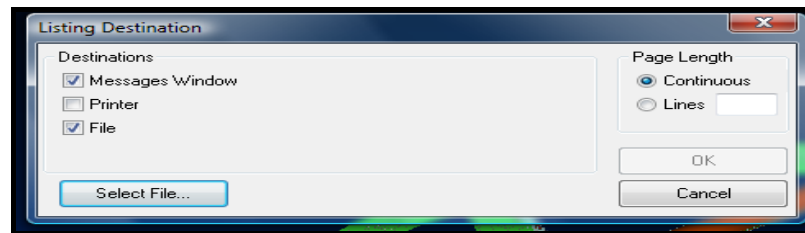


Ilustración 7.13. Destino resultados

Una vez ubicados estos archivos procedemos a indicarle al problema que resultados queremos que nos obtenga. Seleccionamos la pestaña de *Output* (Salida de Resultados) en su formato *Standard*.

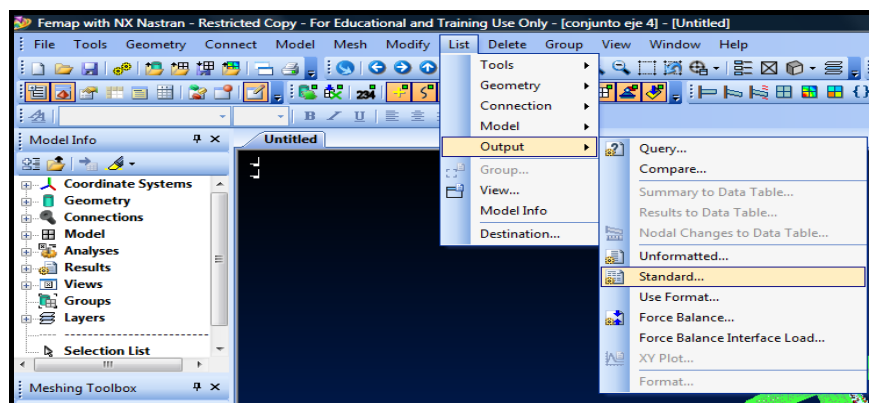


Ilustración 7.14. Salida de resultados

Finalmente en la ventana *List Formatted Output* seleccionamos las características de nuestras listas de Word. Podemos seleccionar un nodo por defecto, un "Top" con los nodos con valores máximos mínimos dependiendo del esfuerzo, desplazamiento, modos de vibración etc. y además de poder seleccionar toda una lista con todos los datos o sólo los que nos parezcan más importantes.

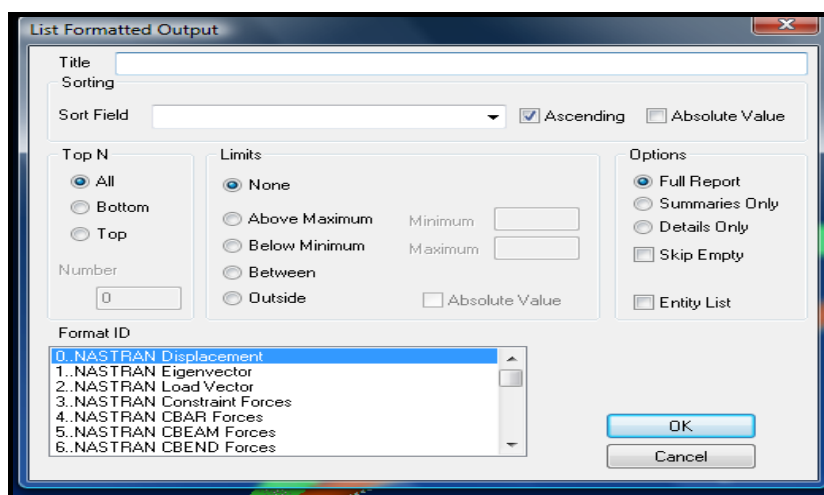


Ilustración 7.15. Características de los resultados

▪ Optimización del modelo

Una vez conocido el resultado es posible que haya que volver al Pre-Proceso para realizar cambios en el modelo y mejorar los datos obtenidos. Para ello será necesario comprobar si los valores obtenidos son unos resultados lógicos y en caso contrario solucionar el problema hasta encontrarlos.

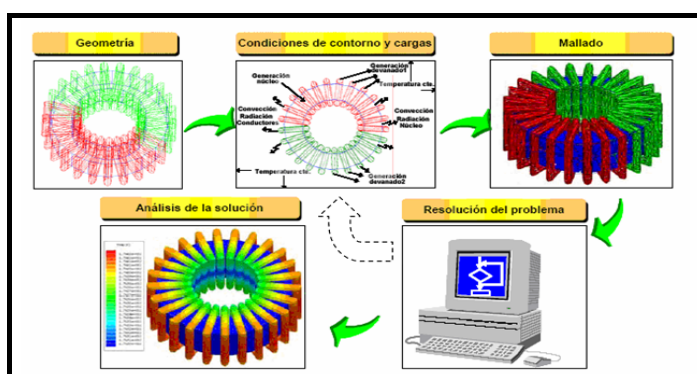


Ilustración 7.16. Optimización del modelo

8. RESULTADOS

8.1 MODOS DE VIBRACIÓN

El objetivo final de este proyecto consiste en analizar los modos de vibración del Conjunto Mecánico de la máquina de simulación de fallos. Como ya hemos comentado hemos simplificado el problema reduciéndolo al eje del motor para realizar un estudio más sencillo en FEMAP.

Más en concreto, el proyecto busca la detección de imperfecciones en este eje. Para ello se ha realizado en los ensayos, seis entallas iguales en diferentes posiciones de tamaño 0,2 mm de ancho, 8 mm de alto y 16 mm de profundidad. Las distintas posiciones de la entalla han sido colocadas partiendo de la mitad del eje y dividiéndolo en seis partes iguales, teniendo así seis ejes con sus respectivas entallas con un aumento en la distancia del centro a la entalla igual para todos.

Es importante resaltar que para un estudio concreto comparativo entre las diferentes posiciones de la entalla se analizó el Modo 3 de vibración que es donde se considera más importante el estudio. El Modo 1 se le considera "Modo en Continuo" ya que apenas hay movimiento y es en el tercer modo donde la oscilación se produce en torno al eje "y" que será con el problema que nos encontraremos en nuestro Conjunto Mecánico de la máquina de simulación de fallos.

También es importante destacar que los estudios realizados hoy en día por los mejores científicos llegan hasta el Modo 4, y que todavía no se ha conseguido profundizar detalladamente en los demás modos.

A continuación se muestran las tablas de resultados obtenidos, indicando el tipo de elemento, modo y frecuencia natural:

- **Bancada con agujeros:**

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Bancada con agujeros	
Modo 1	0,0002
Modo 2	0,0001
Modo 3	0,0002
Modo 4	59,9353
Modo 5	73,4325
Modo 6	74,7614
Modo 7	103,6970
Modo 8	103,8772
Modo 9	105,1162
Modo 10	123,8130

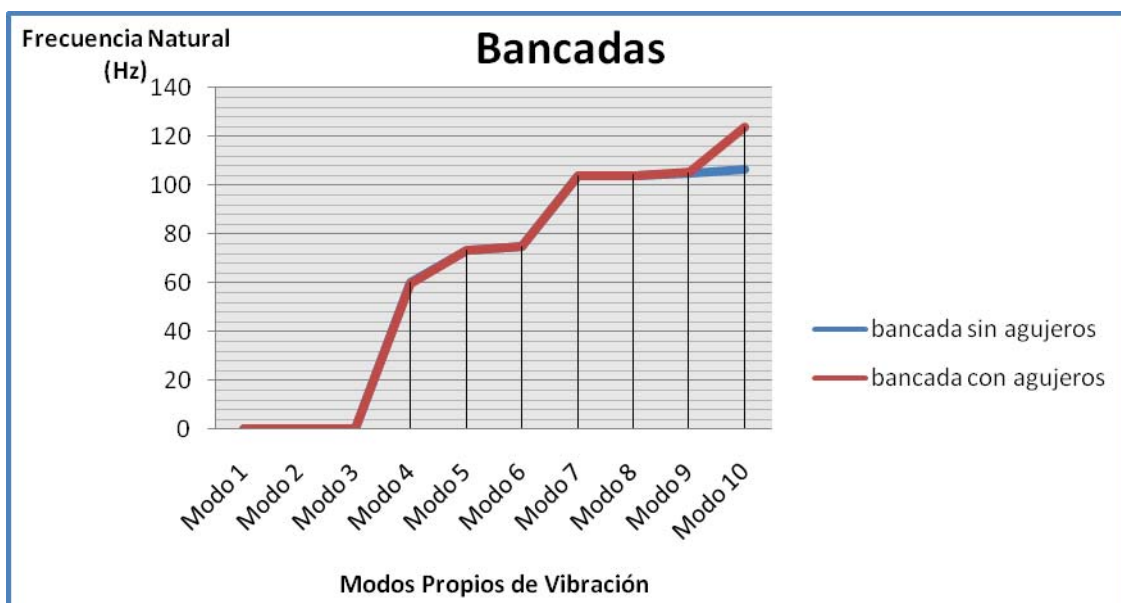
Tabla 8.1 Frecuencia Natural Bancada con agujeros

Vista la tabla de resultados, es conveniente mostrarlos en una gráfica que permita observar la evolución de la frecuencia natural conforme aumenta el modo de vibración y para poder comparar con otros estudios realizados.



Gráfica 8.1 Bancada con agujeros

Como puede observarse, la frecuencia de vibración va aumentando a medida que aumenta el modo. Ahora, comparándolo con el proyecto paralelo podemos observar las diferencias en los modos de vibración entre una bancada con agujeros y otra sin agujeros.

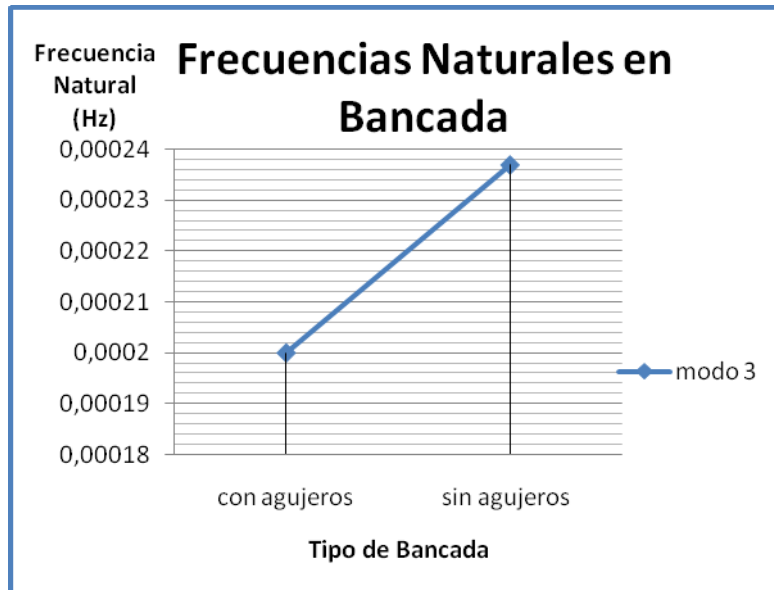


Gráfica 8.2 Bancada con agujeros frente a Bancada sin agujeros

A simple vista observamos que las frecuencias de vibración son las mismas y que sólo se diferencian en el Modo 10, que es donde aparecen siempre más diferencias. Analizando con un poco más de detalle el Modo 3 que es el que nos interesa y basándonos en la tabla de datos:

Modos	con agujeros (Hz)	Modos2	sin agujeros (Hz)
Modo 1	0,0002	Modo 1	2,10E-04
Modo 2	0,001	Modo 2	1,90E-04
Modo 3	0,0002	Modo 3	2,37E-04
Modo 4	59,353	Modo 4	6,01E+01
Modo 5	73,4325	Modo 5	7,34E+01
Modo 6	74,7614	Modo 6	7,48E+01
Modo 7	103,697	Modo 7	1,04E+02
Modo 8	103,8772	Modo 8	1,04E+02
Modo 9	105,1162	Modo 9	1,05E+02
Modo 10	123,813	Modo 10	1,07E+02

Tabla 8.2 Frecuencias Naturales de las Bancadas



Gráfica 8.3 Frecuencias Naturales de las Bancadas en Modo 3

El valor de las frecuencias naturales es prácticamente el mismo para los nueve primeros modos, destacando que es un poco más bajo para la bancada con agujeros (del orden de 0,001) debido probablemente a que los agujeros afectan poco a los modos propios de vibración de la mesa.

Se puede concluir que la vibración de la Bancada en el Modo 3 es prácticamente despreciable y no afectará a nuestro estudio, ya que la mesa apenas vibra y soportará perfectamente la MFS. y apenas sufrirá desplazamiento ni deformación.

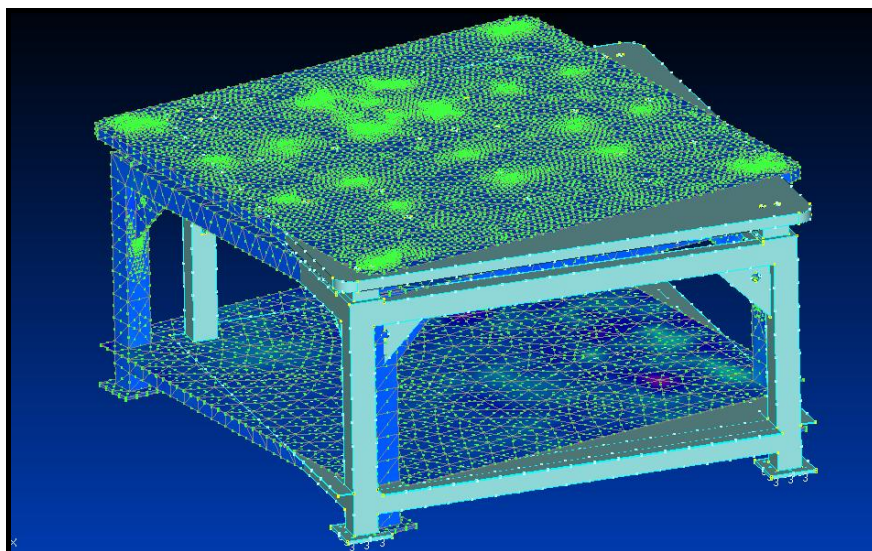


Ilustración 8.1 Bancada con agujeros

- **EJES CON ENTALLAS:**

En este primer análisis se ha estudiado el comportamiento del eje de la MFS sin imperfecciones, y sus respectivas entallas.

El eje mide 418 mm y la primera entalla se ha tomado a la mitad 209 mm. A partir de ahí se han colocado las otras cinco entallas uniformemente distribuidas en la otra mitad de el eje, con una distancia entre ellas de 34 mm quedando una pequeña distancia mayor de 39 mm de la última entalla al extremo. Se buscó la distancia entre ellas que fuera número entero para que diera 6 divisiones, por eso esa pequeña diferencia.

A continuación se muestra el eje con sus respectivas entallas. Conviene recordar que las entallas son de 0,2 mm de ancho, 8 mm de alto (ya que es hasta la mitad del cilindro que tiene 16 mm de diámetro) y en consecuencia 16 mm de profundidad.

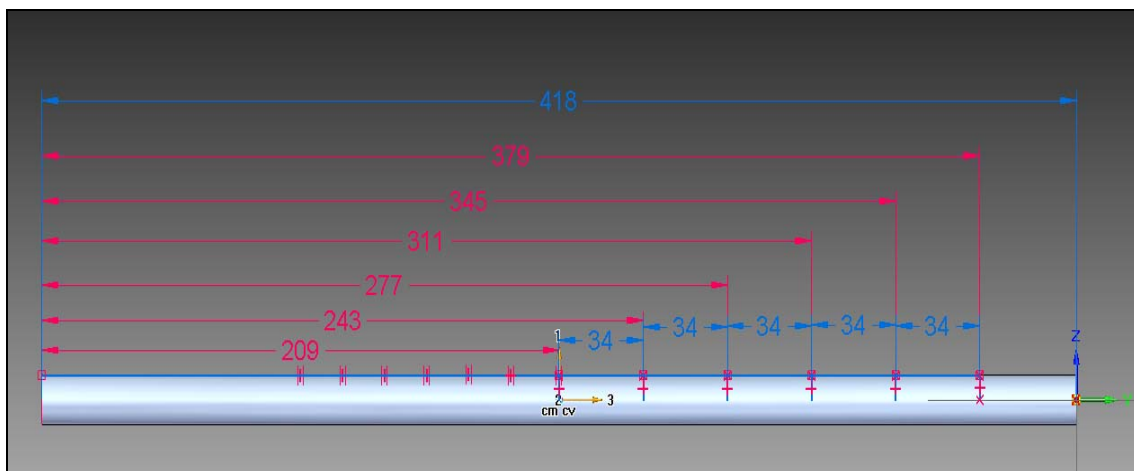


Ilustración 8.2 Eje de la MFS con entallas

Ahora se representa numéricamente y en gráficas los resultados obtenidos en FEMAP. También es importante resaltar que inicialmente suponemos que los resultados que se va a obtener tiene que ser en cierto sentido "más caóticos" y exagerados que los que obtendremos con el eje y el disco. Esto se deberá a que se han realizado los dos análisis (con disco y sin disco) en las diferentes entallas para demostrar que el disco y el peso le dan estabilidad al sistema.

Durante el proceso de análisis el FEMAP nos permite trabajar en diferente escalas. Las tablas de resultados están expresadas basándonos en que el modelo inicial de SOLID EDGE es en milímetros y las gráficas de estas tablas son frecuencias naturales con el diseño de FEMAP en metros, por lo que las frecuencias naturales están multiplicadas por 0,001. Aparece entre paréntesis las distintas posiciones de la entalla.

- *Eje sólo:*

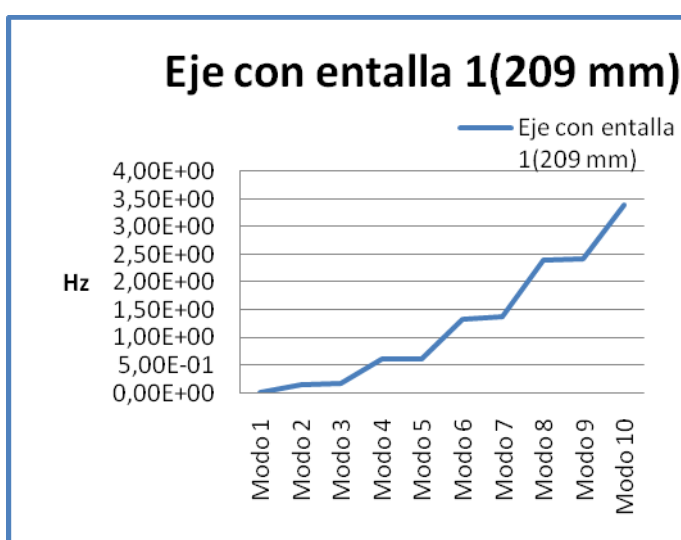


Gráfica 8.4 Frecuencia Natural eje sin entallas

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje solo	
Modo 1	0,0019
Modo 2	314,1813
Modo 3	314,2054
Modo 4	1247,2630
Modo 5	1247,4990
Modo 6	2771,8530
Modo 7	2773,2620
Modo 8	4779,1510
Modo 9	4847,4820
Modo 10	4852,2160

Tabla 8.3 Frecuencia Natural eje

- *Eje con entalla (209 mm):*

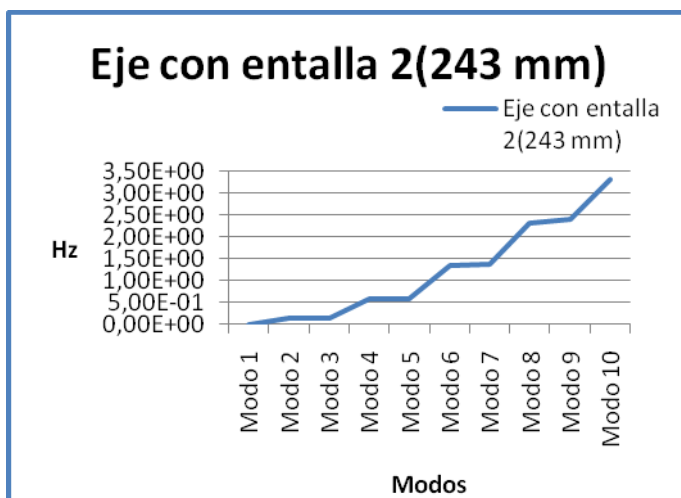


Gráfica 8.5 Frecuencia Natural eje (209 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje con entalla 1 (209 mm)	
Modo 1	0,0004
Modo 2	148,5779
Modo 3	153,6042
Modo 4	596,7344
Modo 5	597,9503
Modo 6	1316,3960
Modo 7	1373,6960
Modo 8	2413,5700
Modo 9	2416,2280
Modo 10	3352,4120

Tabla 8.4 Frecuencia N. eje (209 mm)

- *Eje con entalla (243 mm):*

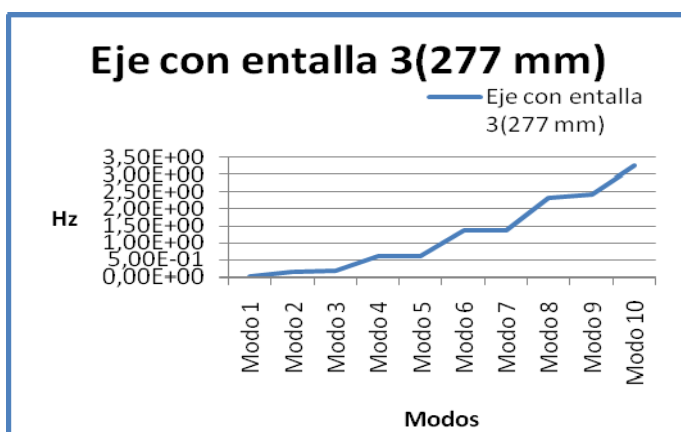


Gráfica 8.6 Frecuencia Natural eje (243 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje con entalla 2 (243 mm)	
Modo 1	0,0008
Modo 2	147,9024
Modo 3	153,1129
Modo 4	591,4857
Modo 5	596,5877
Modo 6	1336,8520
Modo 7	1372,9090
Modo 8	2329,3030
Modo 9	2400,9140
Modo 10	3330,6280

Tabla 8.5 Frecuencia N. eje (243 mm)

- *Eje con entalla (277 mm):*

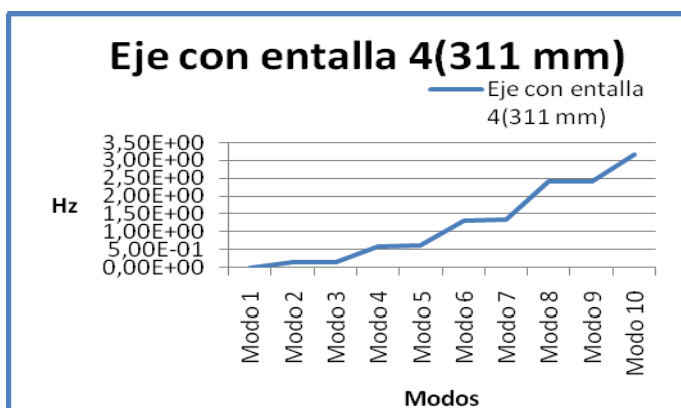


Gráfica 8.7 Frecuencia Natural eje (277 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje con entalla 3 (277 mm)	
Modo 1	0,0008
Modo 2	148,8626
Modo 3	152,6802
Modo 4	590,0770
Modo 5	607,2733
Modo 6	1354,7170
Modo 7	1356,6080
Modo 8	2329,1470
Modo 9	2413,4470
Modo 10	3244,3490

Tabla 8.6 Frecuencia N. eje (277 mm)

- *Eje con entalla (311 mm):*

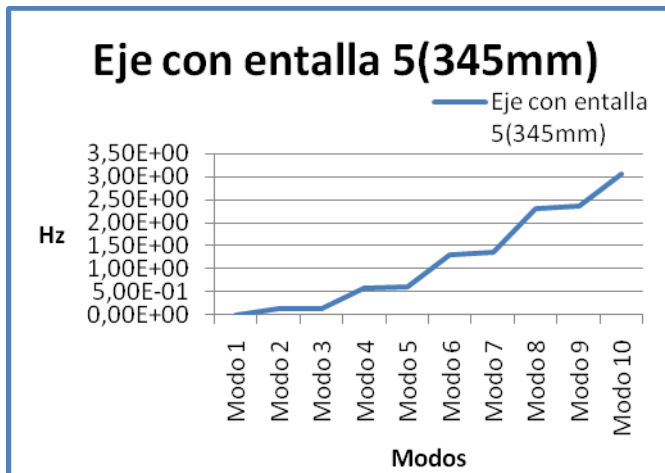


Gráfica 8.8 Frecuencia Natural eje (311 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje con entalla 4 (311 mm)	
Modo 1	0,0010
Modo 2	148,5876
Modo 3	151,2984
Modo 4	585,9019
Modo 5	609,5417
Modo 6	1317,4680
Modo 7	1339,0260
Modo 8	2384,9690
Modo 9	2390,8660
Modo 10	3188,3810

Tabla 8.7 Frecuencia N. eje (311 mm)

- *Eje con entalla (345 mm):*

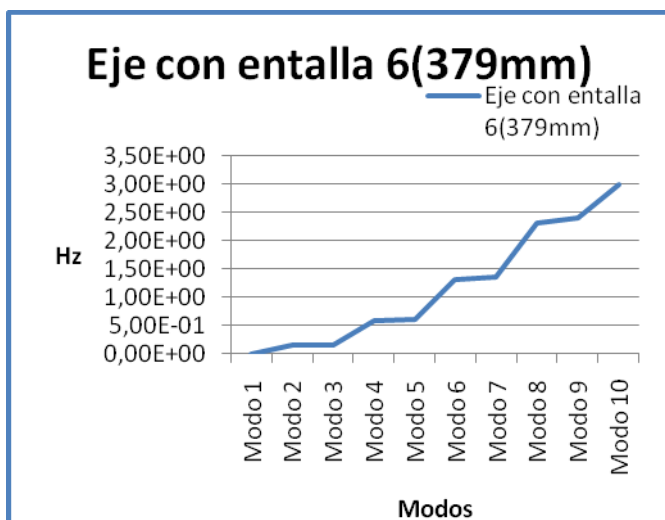


Gráfica 8.9 Frecuencia Natural eje (345 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje con entalla 5 (345mm)	
Modo 1	0,0012
Modo 2	148,2806
Modo 3	150,2701
Modo 4	588,1674
Modo 5	608,3684
Modo 6	1303,5520
Modo 7	1362,6250
Modo 8	2309,8120
Modo 9	2382,6350
Modo 10	3067,4210

Tabla 8.8 Frecuencia N. eje (345 mm)

- *Eje con entalla (379 mm):*



Gráfica 8.10 Frecuencia Natural eje (379 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje con entalla 6 (379mm)	
Modo 1	0,0007
Modo 2	149,1666
Modo 3	149,3096
Modo 4	597,2844
Modo 5	601,8336
Modo 6	1332,4960
Modo 7	1361,0690
Modo 8	2319,2140
Modo 9	2403,8380
Modo 10	2996,3350

Tabla 8.9 Frecuencia N. eje (379 mm)

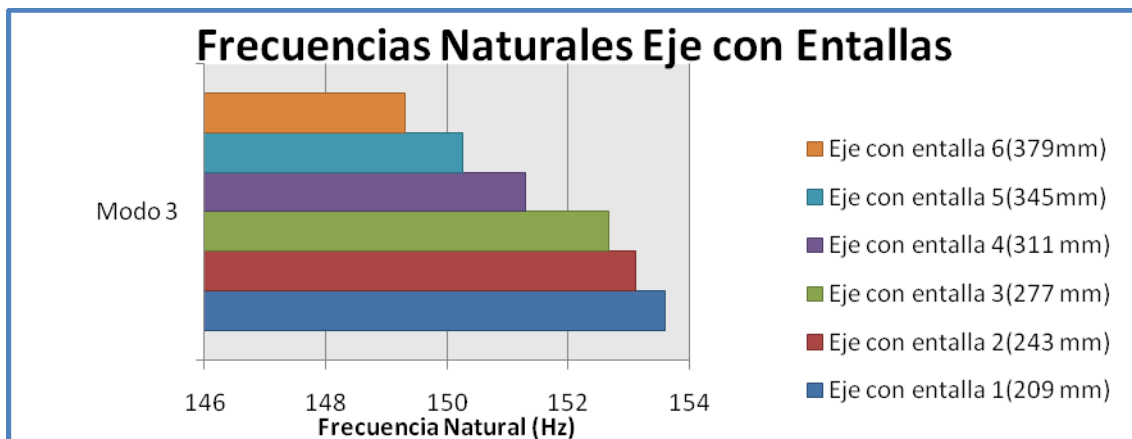
Se puede observar que el patrón para cada entalla es el mismo ya que todas las gráficas tienen la misma curva. También es lógico ver que los Modos de vibración tiene frecuencias muy parejas en los 2,3; 4,5; 6,7; 8,9 según se ve en las tablas de valores.

Ahora, para ver más claramente cómo va afectando las diferentes entallas en el eje se ha realizado una gráfica comparativa entre el eje sin entalla y una detalla del Modo 3.



Gráfica 8.11 Frecuencias Naturales de Ejes con entallas

La primera conclusión que se puede obtener es que el eje sin imperfecciones tiene una frecuencia de vibración mucho mayor que los ejes con entallas. Esto se debe a que con imperfecciones en el eje, existe una "mayor amplitud para respirar" del eje, y tarda menos en volver a su posición inicial que si no tuviera ninguna entalla. En el caso de las distintas posiciones de la entalla, parecen ser las mismas exceptuando el Modo 10 (que siempre es diferente) así que se analiza detalladamente en otro gráfico el Modo 3.



Gráfica 8.12 Frecuencias Naturales en Modo 3

Al visualizar las barras de la gráfica, se concluye que cuanto más alejada es la entalla del centro del eje, se obtiene una frecuencia de vibración más alta, esto es posible ya que no tenemos un desequilibrio que aproveche esta pérdida de rigidez que ocasionarían menores frecuencias en el centro de del eje, por otra parte la variación entre el máximo valor y el menor valor de frecuencia es relativamente bajo.

- **EJES-DISCO CON ENTALLAS:**

Como se ha comentado antes, el objetivo de la colocación del disco con el peso es conseguir una mayor estabilidad en el eje de la MFS y reducir la frecuencia de amortiguamiento a fin de obtener unos valores más lógicos.

El disco se ha colocado a 183 mm de uno de los extremos de forma que se consiga ver la primera entalla que está en la mitad del eje y no quede cubierta por el disco, pero que esté lo más próximo al centro para no crear tanto desequilibrio. Como puede verse en la figura las entallas han sido colocadas igual que en el eje sólo y todas hacia el mismo lado para hacer un estudio comparativo con el eje sin el disco.

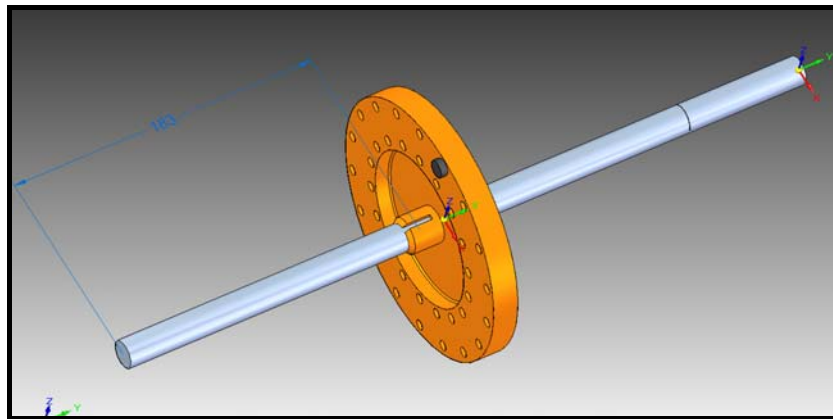
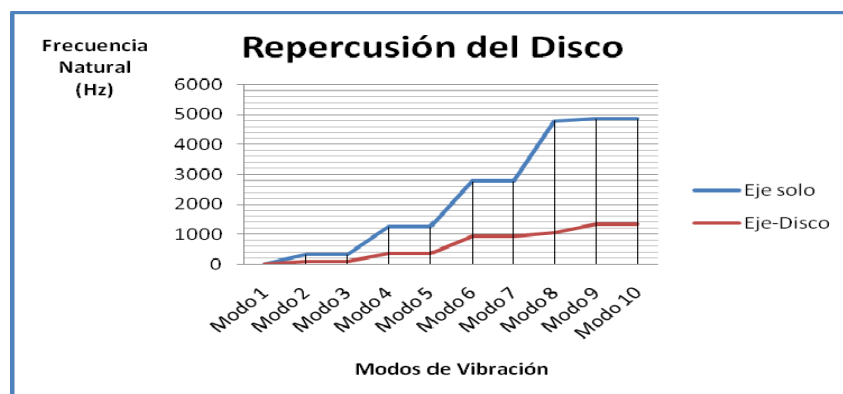


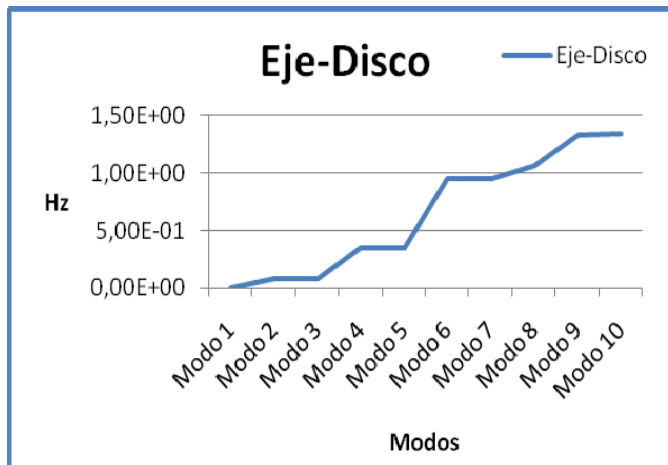
Ilustración 8.3 Eje-Disco de la MFS con entalla

Comparando las frecuencias naturales del eje sin disco y con disco se observa claramente como el disco da estabilidad y tarda más tiempo en volver a su posición.



Gráfica 8.13 Repercusión del Disco

○ *Eje Disco:*

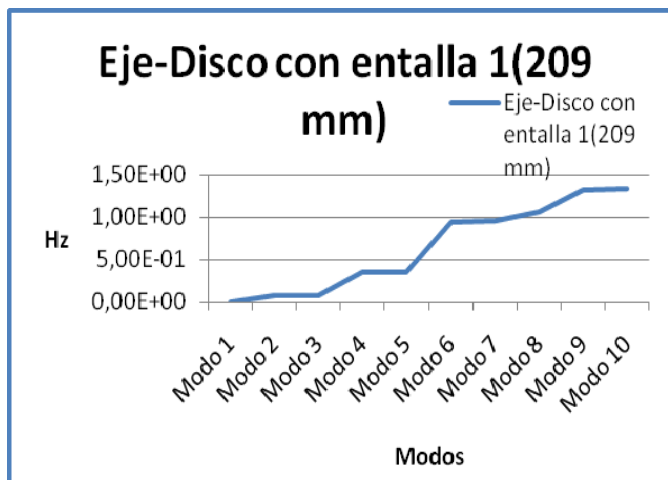


Gráfica 8.14 Frecuencia Natural eje-disco

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco	
Modo 1	0,0272
Modo 2	77,7965
Modo 3	78,1126
Modo 4	345,6708
Modo 5	348,0667
Modo 6	943,8275
Modo 7	944,8176
Modo 8	1057,9160
Modo 9	1338,4730
Modo 10	1346,5580

Tabla 8.10 Frecuencia N. eje-disco

○ *Eje Disco con entalla (209 mm):*

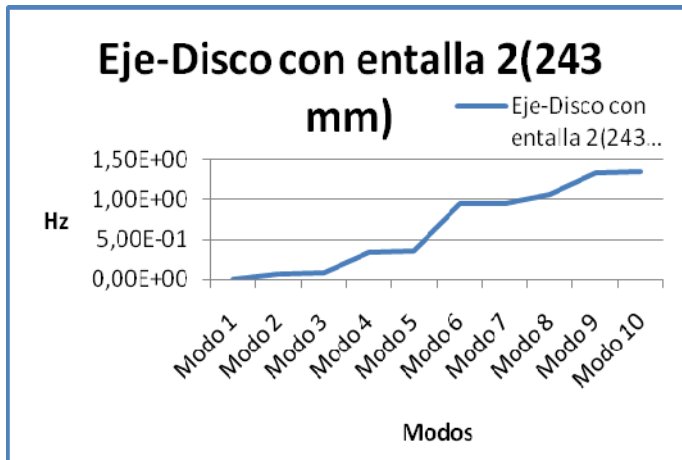


Gráfica 8.15 Frecuencia N. eje-disco (209 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco con entalla 1(209 mm)	
Modo 1	0,0379
Modo 2	70,2672
Modo 3	76,6400
Modo 4	334,0601
Modo 5	346,3708
Modo 6	871,5392
Modo 7	932,3017
Modo 8	1053,2120
Modo 9	1304,3470
Modo 10	1331,3410

Tabla 8.11 F. N. eje-disco (209 mm)

- *Eje Disco con entalla (243 mm):*

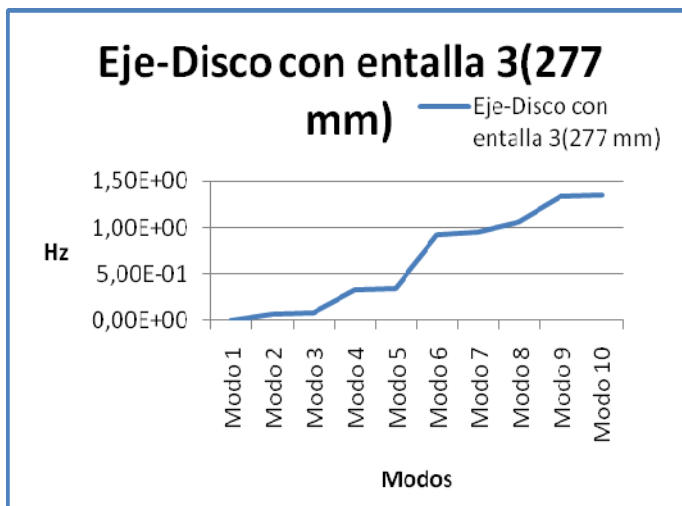


Gráfica 8.16 Frecuencia N. eje-disco (243 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco con entalla 2(243 mm)	
Modo 1	0,0325
Modo 2	72,3334
Modo 3	77,4027
Modo 4	335,3060
Modo 5	347,8644
Modo 6	944,3664
Modo 7	947,4145
Modo 8	1056,9550
Modo 9	1349,2130
Modo 10	1333,3390

Tabla 8.12 F. N. eje-disco (243 mm)

- *Eje Disco con entalla (277 mm):*

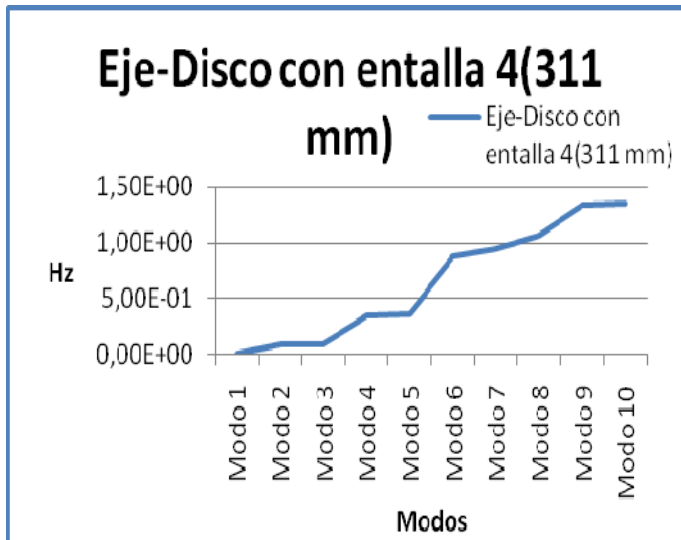


Gráfica 8.17 Frecuencia N. eje-disco (277 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco con entalla 3(277 mm)	
Modo 1	0,0308
Modo 2	74,5238
Modo 3	78,0515
Modo 4	337,0420
Modo 5	348,2820
Modo 6	927,9800
Modo 7	947,3660
Modo 8	1056,2250
Modo 9	1345,2600
Modo 10	1352,1710

Tabla 8.13 F. N. eje-disco (2277 mm)

- *Eje Disco con entalla (311 mm):*

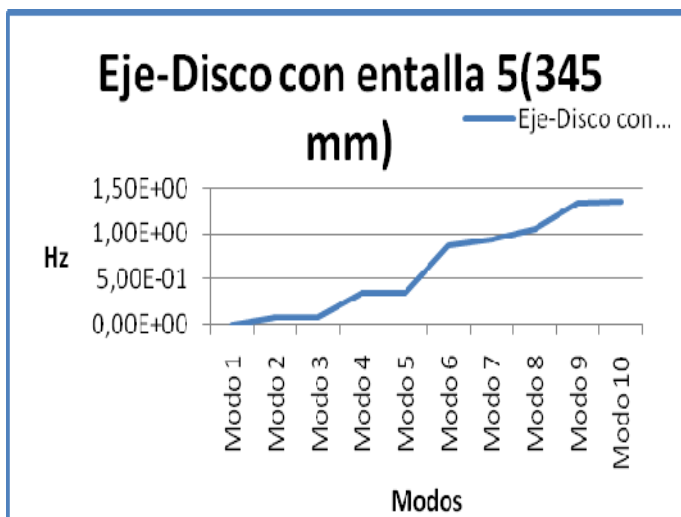


Gráfica 8.18 Frecuencia N. eje-disco (311 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco con entalla 4(311 mm)	
Modo 1	0,0317
Modo 2	75,0597
Modo 3	78,3594
Modo 4	346,4035
Modo 5	348,9160
Modo 6	953,1225
Modo 7	953,6367
Modo 8	1058,2580
Modo 9	1340,5910
Modo 10	1348,3170

Tabla 8.14 F. N. eje-disco (311 mm)

- *Eje Disco con entalla (345 mm):*



Gráfica 8.19 Frecuencia N. eje-disco (345 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco con entalla 5(345 mm)	
Modo 1	0,0292
Modo 2	77,3395
Modo 3	79,0483
Modo 4	343,0040
Modo 5	350,0250
Modo 6	861,6320
Modo 7	934,6210
Modo 8	1056,4710
Modo 9	1330,6500
Modo 10	1349,1750

Tabla 8.15 F. N. eje-disco (345 mm)



- Eje Disco con entalla (379 mm):



Gráfica 8.20 Frecuencia N. eje-disco (379 mm)

Modos	Frecuencia Natural(Hz)
Eje-Disco con entalla 6(379 mm)	
Modo 1	0,0263
Modo 2	78,2410
Modo 3	79,1012
Modo 4	346,3274
Modo 5	350,3261
Modo 6	905,2855
Modo 7	945,2865
Modo 8	1053,9900
Modo 9	1333,1610
Modo 10	1350,6460

Tabla 8.16 F. N. eje-disco (379 mm)

En esta segunda parte de la investigación se ha colocado un Disco en el centro del eje con un pequeño desequilibrio para acentuar su peso en la vibración, y de esta forma en un posible análisis dinámico futuro detectar mejor las imperfecciones. Se puede observar que en comparación con los ejes sin disco los Modos de Vibración son mucho más bajos ya que tiene más peso y tarda más en recuperar su posición original.

Fijándonos detalladamente en cada entalla se observa:

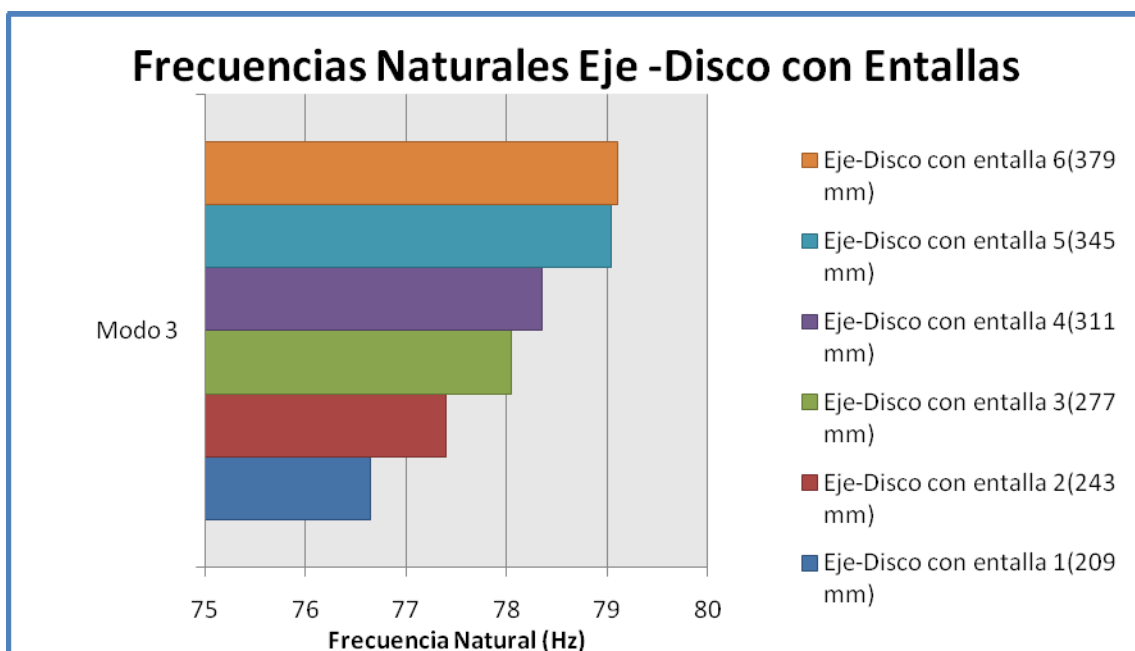


Gráfica 8.21 Frecuencias Naturales Eje-Disco

En este caso, como se ha comentado, el disco y el peso crean un desequilibrio por lo que las frecuencias naturales son más bajas que en el caso del eje sólo y el eje con entalla sin disco. Aquí no se aprecia en los valores una clara diferencia entre que exista imperfecciones o no en el eje.

Se puede concluir que los valores de frecuencia de vibración son muy similares cuando la entalla o imperfección está más alejada, de manera que cuanto más lejos este la entalla del disco con el peso menor será su importancia respecto a la frecuencia natural y se podrá considerar casi despreciable.

Igualmente se observa que en este caso sí asemejan más los Modos 10 y son más dispares los Modos 6. Analizaremos igualmente el Modo 3, el de nuestro estudio:



Gráfica 8.22 Frecuencias Naturales Eje-Disco en Modo 3

Así pues, a medida que la entalla está más alejada del centro (y por consiguiente del disco con el peso) la frecuencia natural de vibración será más alta, porque afecta menos a la estructura, y su comportamiento es más parecido al del eje-disco sin imperfección, siendo a la inversa que en el eje con entalla sin disco.

8.2 DESPLAZAMIENTO Y ENERGÍA DE DEFORMACIÓN

Al estudiar los Modos de Vibración en FEMAP nos permite obtener otra gran cantidad de resultados. A fin de detectar más claramente imperfecciones en el eje y la posición de éstas se han estudiado el desplazamiento máximo y la energía de deformación en toda la barra.

- **EJES CON ENTALLAS:**

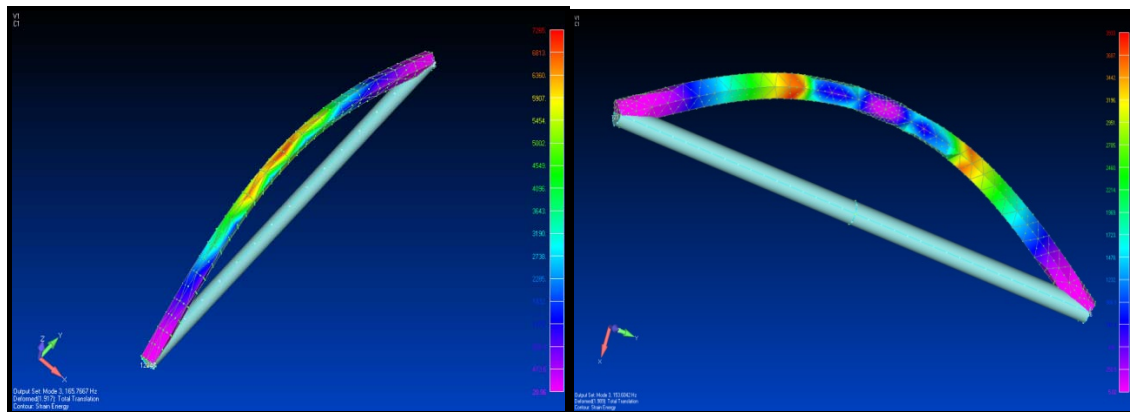


Ilustración 8.4 Eje sin entallas

Ilustración 8.5 Eje entalla (209 mm)

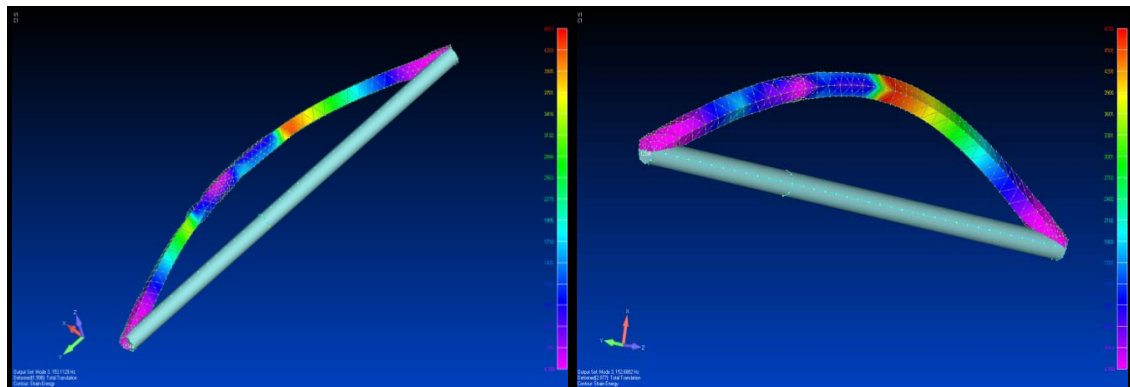


Ilustración 8.6 Eje entalla (243 mm)

Ilustración 8.7 Eje entalla (277 mm)

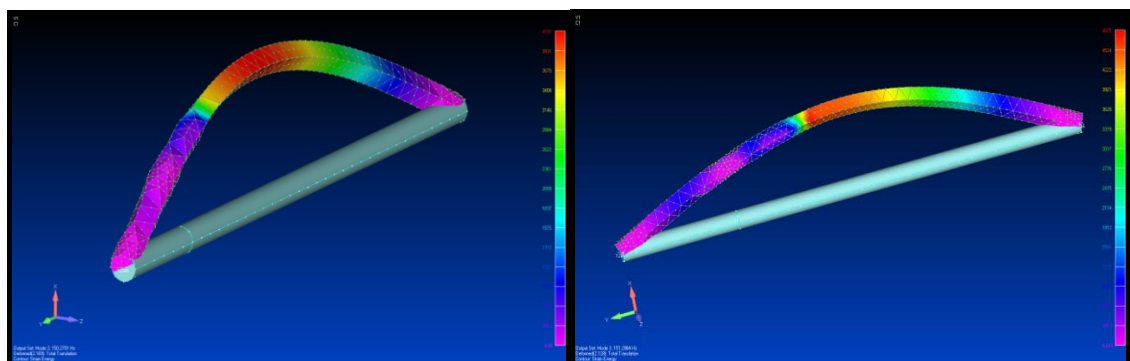


Ilustración 8.8 Eje entalla (311 mm)

Ilustración 8.9 Eje entalla (345 mm)

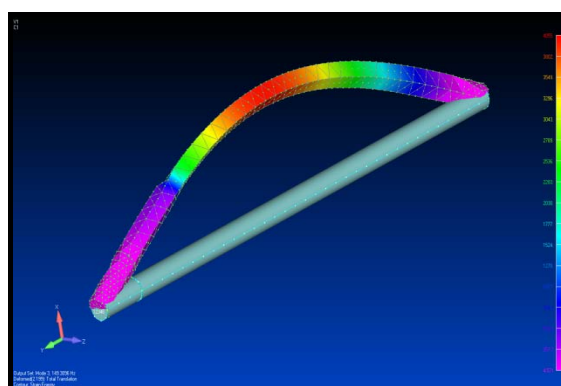


Ilustración 8.10 Eje con entalla (379 mm)

Vista las diferentes imágenes se pueden obtener algunas conclusiones. Resulta evidente que en la primera imagen de todas (eje sólo) nos encontramos una distribución en la energía de deformación uniforme, y donde se pueden ver los valores más elevados en el centro del eje que es donde aparece el color rojo. A medida que nos alejamos esa energía de deformación necesaria para "doblar" la barra se va reduciendo paulatinamente hasta alcanzar el color morado.

Si nos fijamos ahora en la entallas descubrimos una característica importante. La imperfección nos posibilita "doblar" de forma más fácil la barra por lo que siempre en cada foto la zona cercana a la entalla la energía necesaria para la deformación es menor (morado) y conforme la vamos desplazando hacia el extremo la textura de colores se va pareciendo más a la inicial sin entalla. Ahora se completarán estos resultados numéricamente:

Ejes	Desplazamiento Modo 3 (mm)
Eje solo	1,9170
Eje con entalla 1(209 mm)	1,989
Eje con entalla 2(243 mm)	1,9980
Eje con entalla 3(277 mm)	2,0770
Eje con entalla 4(311 mm)	2,1280
Eje con entalla 5(345mm)	2,1680
Eje con entalla 6(379mm)	2,1990

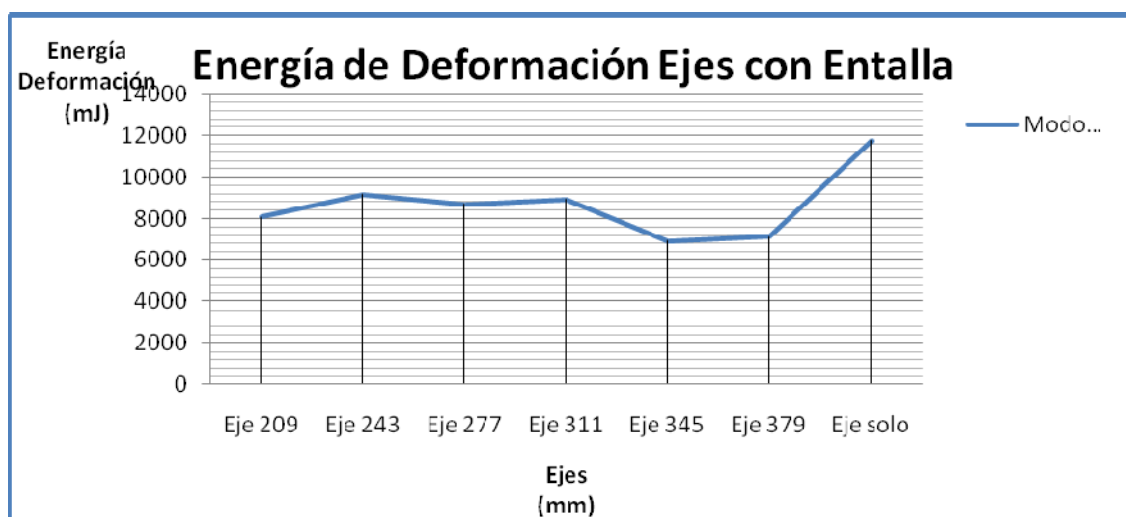
Tabla 8.17 Desplazamiento máximo en Ejes

Ejes	Energía de Deformación Modo 3 (mJ)
Eje con entalla 1(209 mm)	8079,7710
Eje con entalla 2(243 mm)	9192,5510
Eje con entalla 3(277 mm)	8697,3060
Eje con entalla 4(311 mm)	8943,6280
Eje con entalla 5(345mm)	6933,2740
Eje con entalla 6(379mm)	7141,0470
Eje solo	11749

Tabla 8.18 Energía de Deformación máxima en Ejes

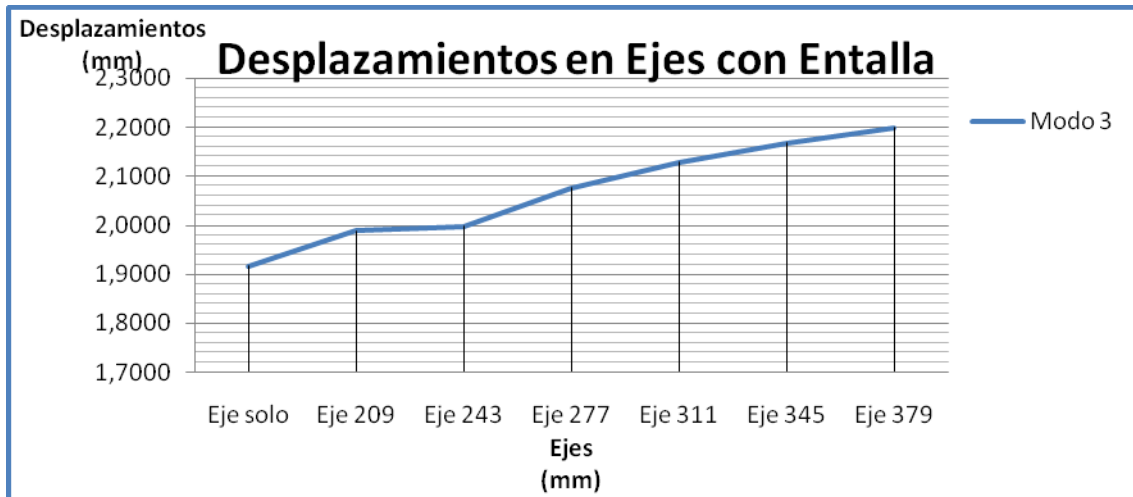
De esta forma podemos concluir que se puede encontrar una imperfección y su posición. Esto es debido a que si miramos primero la gráfica de Energía de Deformación se puede observar que la entalla afecta más cuando está en el centro, donde como se comentaba "rompía" la simetría de colores y donde es más necesario imprimir energía.

El pequeño pico de subida se debe a que en la primera entalla, al estar totalmente en el centro, es más fácil de deformar por simetría. Sin olvidar que la Energía de Deformación será mayor para un eje sin imperfecciones, que es más difícil de doblar, que uno con entallas.



Gráfica 8.23 Energía de Deformación máxima en Ejes

Analizando los valores de desplazamiento se concluye primero que cuando hay imperfecciones el desplazamiento es más alto que en el eje sólo, ya que como se ha comentado antes se deforma menos. Con respecto a la posición, sigue una variación lineal por lo que cuanto más alejado la entalla, hay más desplazamiento relacionado inversamente proporcional con la energía necesaria para desplazarlo.



Gráfica 8.24 Desplazamientos máximos en Ejes

- **EJES-DISCO CON ENTALLAS:**

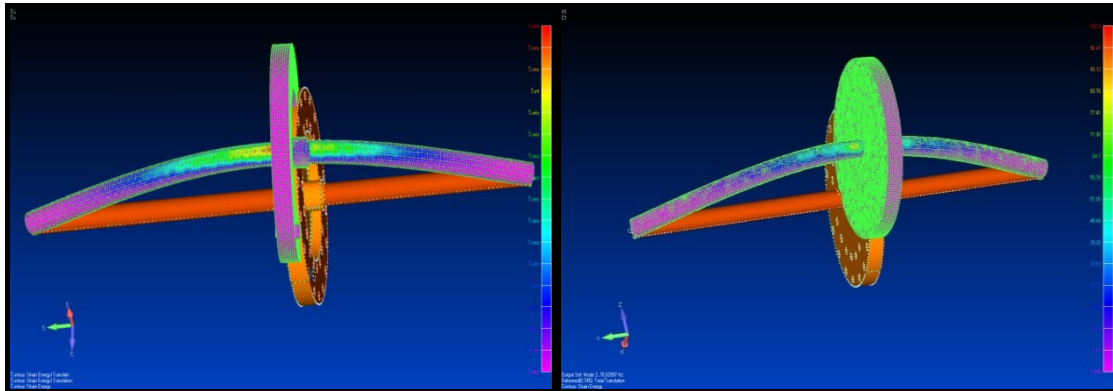


Ilustración 8.11 Eje-Disco sin entallas
mm)

Ilustración 8.12 Eje-Disco entalla (209

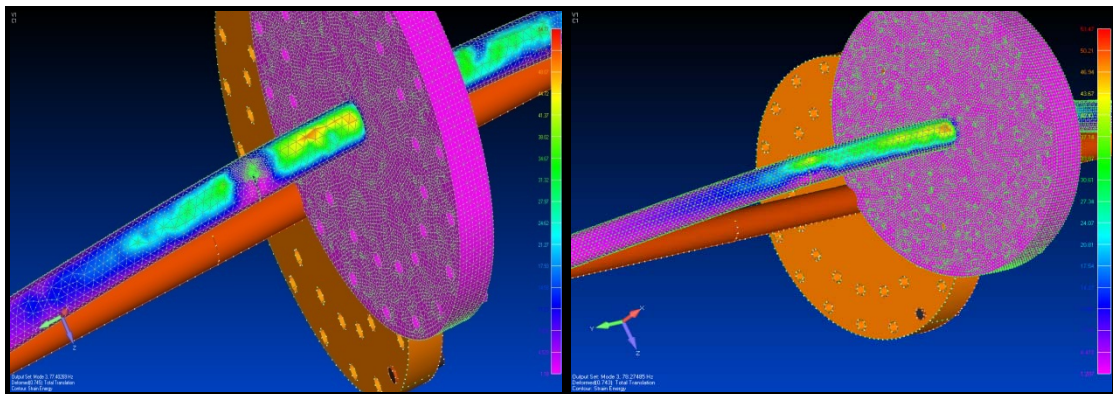


Ilustración 8.13 E.-Disco entalla (243 mm) Ilustración 8.14 E.-Disco entalla (277 mm)

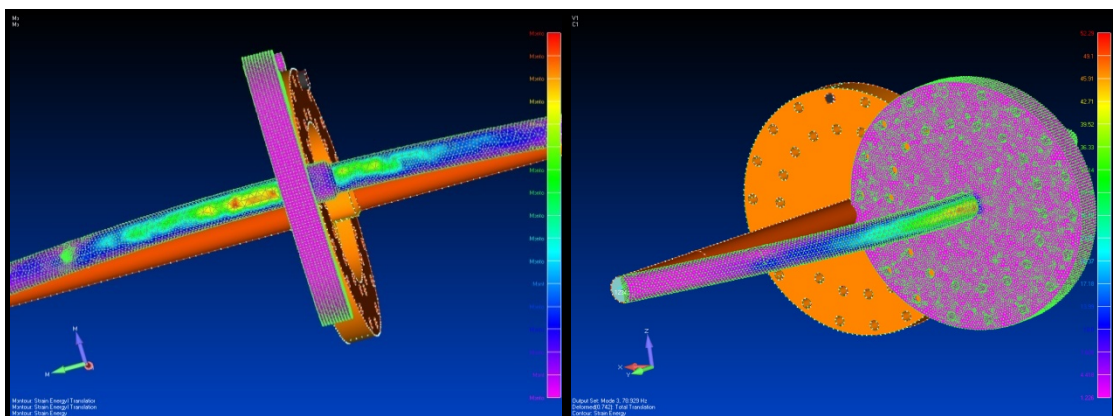


Ilustración 8.15 E.-Disco entalla (311 mm) Ilustración 8.16 E.-Disco entalla (345 mm)

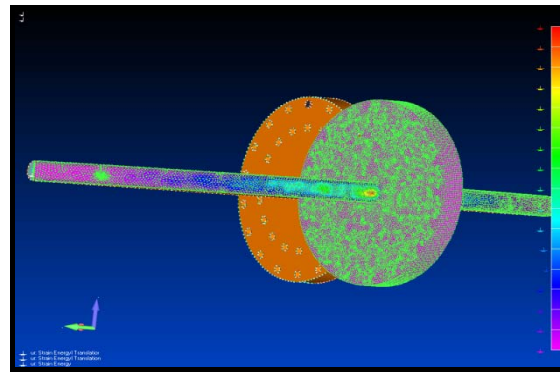


Ilustración 8.17 E.-Disco entalla (379 mm)

Al igual que en los ejes sin disco, la distribución de Energía de Deformación es simétrica con respecto del centro y el mayor desplazamiento se realizará en torno a ese punto. También al igual que hemos comentado antes en los ejes con disco, la imperfección influye más cuanto más cerca. Si nos fijamos en las fotos las zonas de mayor esfuerzo se dan siempre en el lado de la entalla. Al rededor de ésta siempre la energía de deformación es morada, porque hace falta menos energía para deformarla por esa zona y conforme la alejamos, la disposición de colores se parece más a la original, ya que existe menos esfuerzo en los extremos.

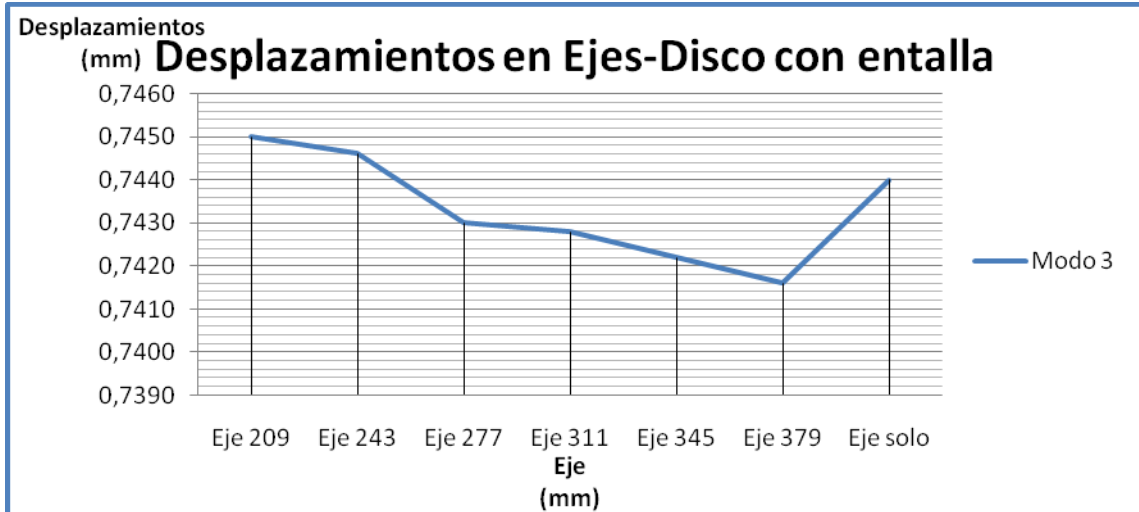
Analizando estas fotografías numéricamente se obtiene:

Ejes	Desplazamiento Modo 3 (mm)
Eje-Disco con entalla 1(209 mm)	0 , 7450
Eje-Disco con entalla 2(243 mm)	0 , 7446
Eje-Disco con entalla 3(277 mm)	0 , 7430
Eje-Disco con entalla 4(311 mm)	0 , 7428
Eje-Disco con entalla 5(345mm)	0 , 7422
Eje-Disco con entalla 6(379mm)	0 , 7416
Eje-Disco	0 , 7440

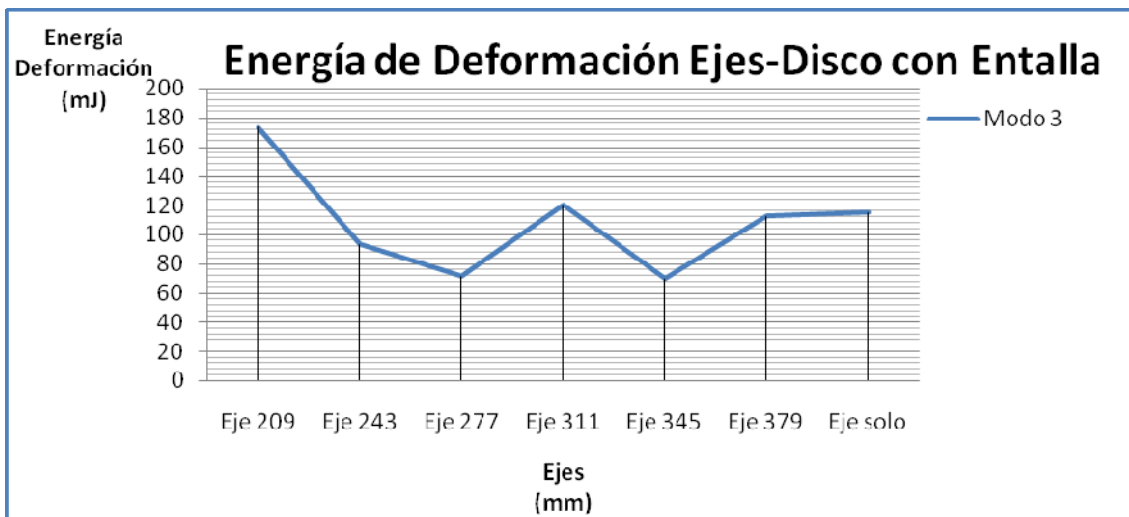
Tabla 8.19 Desplazamiento máximo en Ejes-Disco

Ejes	Energía de Deformación Modo 3 (mJ)
Eje-Disco con entalla 1(209 mm)	173 , 4540
Eje-Disco con entalla 2(243 mm)	93 , 4620
Eje-Disco con entalla 3(277 mm)	71 , 6580
Eje-Disco con entalla 4(311 mm)	119 , 9300
Eje-Disco con entalla 5(345mm)	69 , 5950
Eje-Disco con entalla 6(379mm)	112 , 5360
Eje-Disco	114,908

Tabla 8.20 Energía de Deformación máxima en Ejes



Gráfica 8.25 Desplazamientos máximos en Ejes-Disco



Gráfica 8.26 Energía de Deformación máxima en Ejes

Puede observarse a partir de la gráfica y los resultados que los desplazamientos son menores que en el caso del eje sin disco, ya que las frecuencias de vibración son menores para el Modo 3. A medida que se aleja la entalla de su posición central el desplazamiento es menor.

En el caso de la Energía de Deformación es más bien fluctuante. Debido al disco, esta energía es mucho menor que en los ensayos sin peso, ya que la rigidez es menor.

9. CONCLUSIONES

FEMAP permite modelar y estudiar el comportamiento de piezas o complejos ensamblajes y realizar análisis estáticos lineales, pandeo, modal, postdinámicos, no lineales, fluidos, transmisión de calor, optimización, etc.. y conocer virtualmente el comportamiento del producto antes de su fabricación asegurando así mayor calidad, menores costes de desarrollo y una reducción importante del tiempo de lanzamiento del producto al mercado.

Después de haber estudiado detalladamente el Modo 3, que es el de pandeo (movimiento lógico que hará nuestro eje) se concluye que cuando aparecen imperfecciones en el eje las frecuencias de amortiguamiento de los modos de vibración tienden a disminuir ya que la Energía de Deformación necesaria es menor, ya que un eje teóricamente liso, sin imperfecciones, tiene una mayor rigidez.

En un estudio más concreto de mi proyecto, que consiste en detectar en qué punto está la imperfección, las diferentes posiciones de la entalla nos indican resultados contrarios para eje y para eje con disco. En el primer caso, a medida que alejamos la imperfección disminuye la frecuencia natural y aumenta el desplazamiento mientras que en los ejes con disco, conforme la entalla se acerca al extremo aumenta la frecuencia natural y disminuye el desplazamiento, ya que el disco estabiliza el sistema y se obtienen unos valores más lógicos. Como conclusión final decir:

- Correcto modelado y funcionamiento en SOLID EDEGE del Conjunto Mecánico de la máquina de simulación de fallos.
- Reducción de la frecuencia de vibración en el eje cuando aparecen entallas, al igual que la energía necesaria para la deformación. Al alejar la entalla disminuye la frecuencia de vibración.
- En el eje con el disco, FEMAP nos indica que a medida que alejamos la entalla aumenta la frecuencia de vibración, ya que el sistema es más estable.
- Imposibilidad del estudio Rotor Dynamics después de varios meses de trabajo debido a la falta de información acerca de FEMAP.



10. TRABAJOS FUTUROS

A pesar de haber realizado unos análisis muy completos, lógicamente todo proyecto se puede mejorar o continuar. En este caso, haber utilizado el Femap V10 0.2 nos ha limitado, puesto que es un programa totalmente novedoso y por lo tanto es difícil utilizarlo si ninguna referencia.

Esto significa que lógicamente el apartado de trabajos futuros se debería centrar en desarrollar esta potente herramienta. Sería interesante profundizar en la parte dinámica, reproducir un arranque del motor mediante una curva de aceleración proporcionada y conseguir imprimir una velocidad al eje dentro del Femap, para así poder realizar un estudio en detalle sobre la velocidad crítica del sistema. Se podría seleccionar un nodo, donde se analizarían los desplazamientos y así obtener las señales vibratorias para las diferentes profundidades de grietas y posición, pudiendo realizar así un estudio de clasificación de defectos.

Una vez conseguido dominar la parte dinámica del Femap podríamos utilizar acelerómetros para identificar los tipos de rodamientos según el defecto. Por último, también sería interesante insertar poleas en el conjunto para reductoras al final de eje y estudiar los posibles defectos.

11. INCIDENCIAS

- **Unidades:** Durante el proceso de importación de SOLID EDGE a FEMAP por defecto el programa nos traslada las piezas en metros, mientras que en SOLID EDGE se hacen en milímetros. Todos nuestros primeros ensayos fueron de esta forma, por lo que se tuvo que introducir en "*Preferences*" (dentro de *File*) la unidad adecuada. Finalmente descubrimos que las unidades de frecuencia natural estaban multiplicadas por 0,001. con lo que las gráficas son las mismas pero cambian las unidades para desplazamiento y Energía de Deformación.

Gracias al estudio de las unidades del sistema internacional se concluyó que en FEMAP al introducir "mm" y ser la fuerza en "N" se obtienen "mJ".

- **Puntos angulosos-Agujeros:** En el mallado en FEMAP, en el caso de la Bancada existen muchos puntos angulosos y agujeros. Debido a esta particularidad el mallado nos da problemas y hay que cambiar algunos valores. En consecuencia a la concentración de nodos en esos puntos es necesario primero realizar un mallado esférico en vez de rectangular.

Lo más importante en este punto es cambiar el tamaño de la malla ("Update Mesh Sizing") por uno mayor para que no se produzca esa concentración. Por defecto sale un *Element Size* de 30 y con poner 80 será suficiente.

- **Entallas:** Igual que en los puntos angulosos las entallas poseen una concentración de nodos importante. Esta concentración de nodos provoca conflictos en el mallado, aunque en este caso FEMAP no siempre lo detecta. El problema viene después, ya que en ocasiones los resultados no son coherentes e incluso a veces no nos deja hacer el análisis.

La solución consiste en repetir el vaciado de la entalla en SOLID EDEGE, ya que a veces no se hace de forma correcta y se dejan pequeños "picos".



- **Rotor Dynamics:** Nuestro proyecto buscaba como segunda finalidad o como complementación el estudio dinámico del movimiento del eje gracias al motor. La idea consistía en darle velocidad angular de forma gradual hasta alcanzar un valor máximo y estudiar las diferentes velocidades críticas.

Después de meses de estudio, y debido a la complejidad del programa y falta de información, se dejó este interesante apartado para estudios futuros y nos centramos en los Modos de Vibración.

Hoy en día se está barajando la posibilidad de que el FEMAP ofrecido por la escuela no incluya la licencia de este estudio.

12. PRESUPUESTO

En base a las horas realizadas para este proyecto y los materiales utilizados (material de oficina,sistema informático...) para el mismo se ha realizado un presupuesto teórico en la siguiente tabla:

Concepto	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Ordenador <i>DELL X1700</i>	1	2.000,00 €	1.900,00 €
2	Licencia <i>Solid Edge</i>	1	1.000,00 €	1.000,00 €
3	Licencia FEMAP	1	5.000,00 €	5.000,00 €
4	Horas de Diseño	350	12,00 €	4.200,00 €
5	Horas de Cálculo	600	15,00 €	9.000,00 €
6	Horas de Análisis	250	15,00 €	3.750,00 €
7	Elaboración del documento	150	12,00 €	1.800,00 €
8	Elaboración de planos	40	10,00 €	400,00 €
9	Material de oficina	10	0,50 €	5,00 €
10	Horas de electricidad oficina	1350	0,06 €	8,10 €
			Subtotal:	27.063,10 €

Tabla 12.1 Presupuesto

Según los resultados obtenidos el presupuesto se ajusta bastante a una idea orientativa que se tenía de este proyecto para que resulte rentable (25.000 euros).

Para ajustarse más a este precio se podría intentar reducir el número de horas en algunos de los campos y estudiar si al añadir operarios al proyecto,ya que somos nuestros propios directores de proyecto,se compensaría con el hecho de pagar a más empleados.



13. BIBLIOGRAFÍA

13.1 LIBROS

-
- [1] LOGAN DARYL, L. *A First Course in the Finite Element Method Using Algor.* BROOKS/COLE THOMSON LEARNING. 2ª edición. United States of America. 2001.
 - [2] ZIENKIEWICZ, O. C. *El método de los elementos finitos. Las bases. Volumen 1.* 5ª edición. Centro Internacional de métodos numéricos en Ingeniería (CIMNE). Barcelona (España) .2004.
 - [3] LIU, G. R., QUEK, S. *Finite element method: a practical course.* Oxford: Butterworth - Heinemann, 2003.
 - [4] BALMASEDA URIARTE, D. *Manual Práctico SOLID EDGE ...with Synchronous Technology.* Servicios Informáticos Dat, S.L. 2008
 - [5] Manual FEMAP V.10.0.1
 - [6] Apuntes de la asignatura Mecánica Industrial.
 - [7] Apuntes de la asignatura Diseño de Máquinas.
 - [8] HUFNAGEL, W., COCA, P., COMPANY BUENO, J. *Manual del aluminio. Volumen I.* 2ª edición. Reverte, 1992.
 - [9] RUBIO ALONSO, H. Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones. (Tesis doctoral) UC3M 2003
 - [10] Motores Eléctricos Siemens. Catálogo General SID03 2005



13.2 PÁGINAS WEB

- [1] <http://www.iberisa.com/nxnastran/femap.html>

Fecha última visita: 09/07/02009

- [2]

http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/femap%20brochure%20W%20tcm53-5012.pdf

Fecha última visita: 09/07/02009

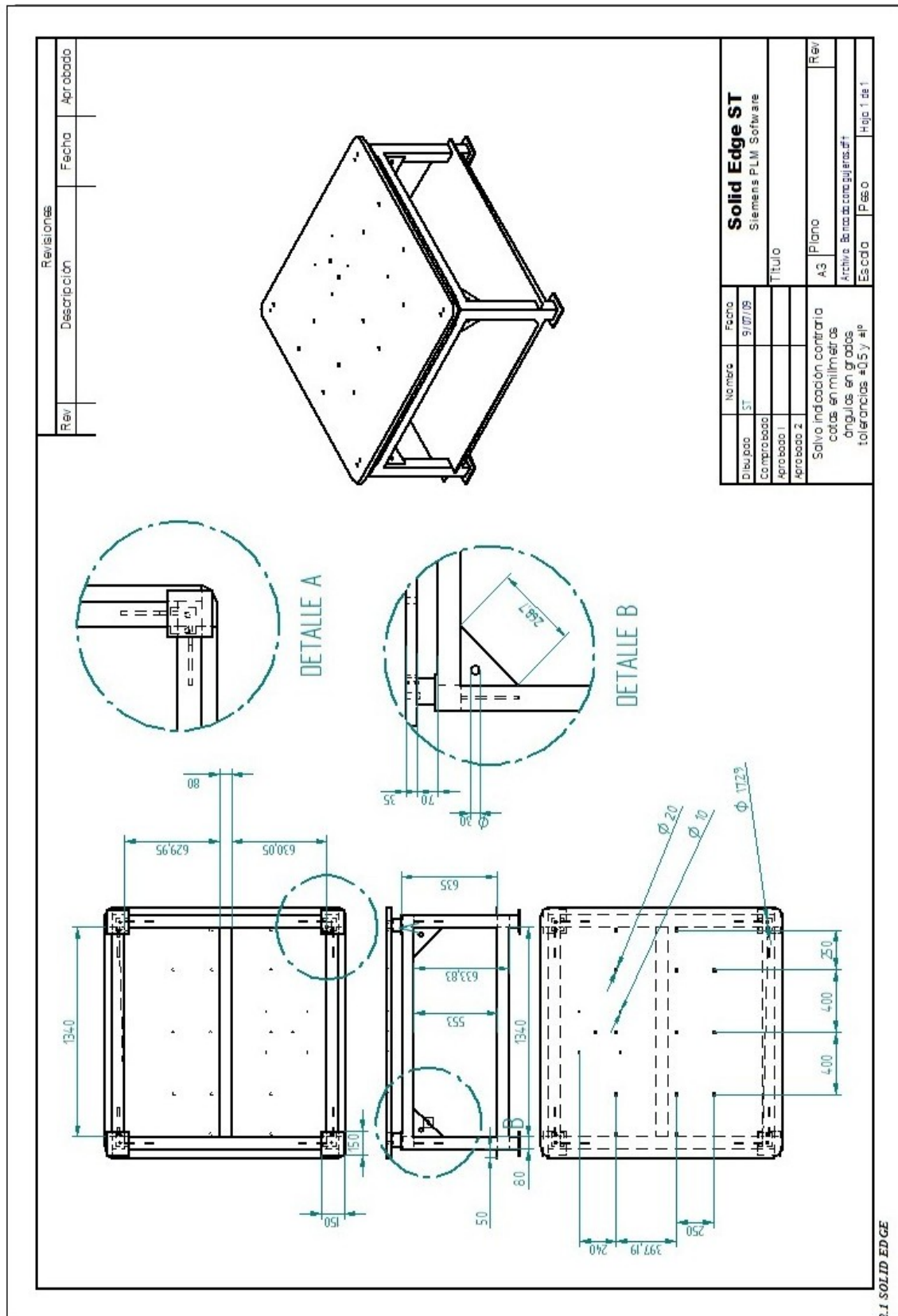
- [3] <http://www.iberisa.com/nxnastran/femap.html>

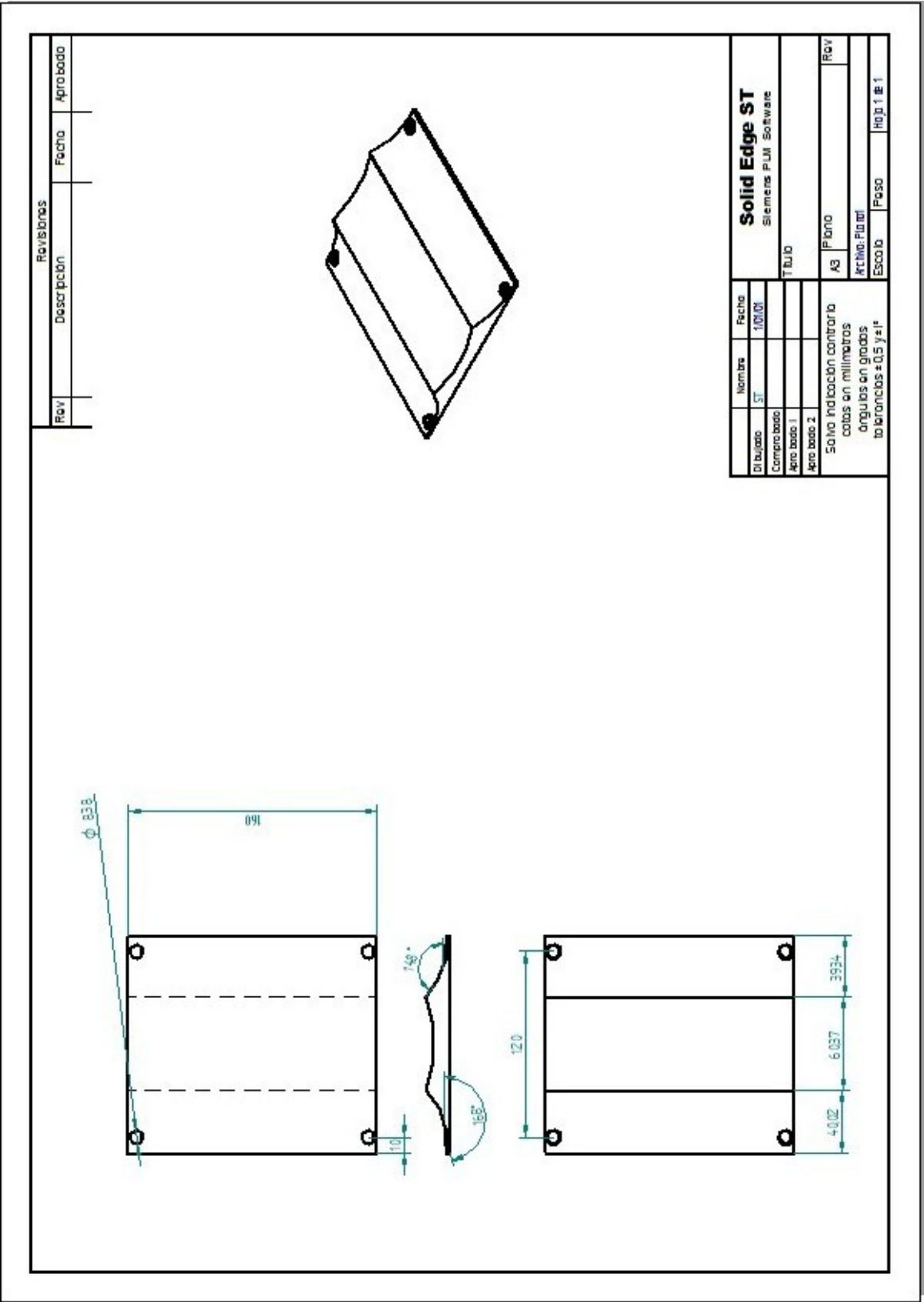
Fecha última visita: 09/07/02009

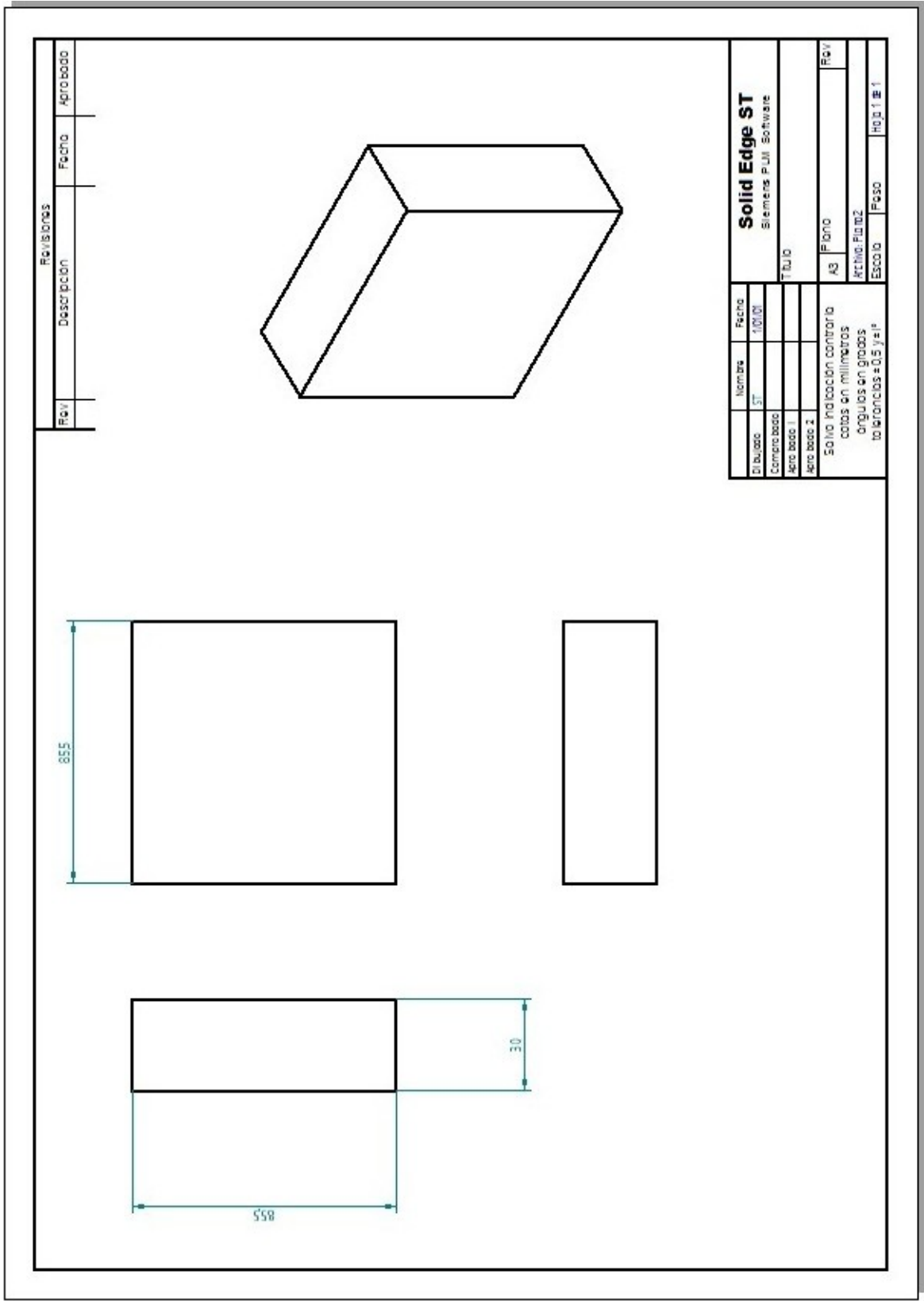
- [4] <http://www.spectraquest.com>

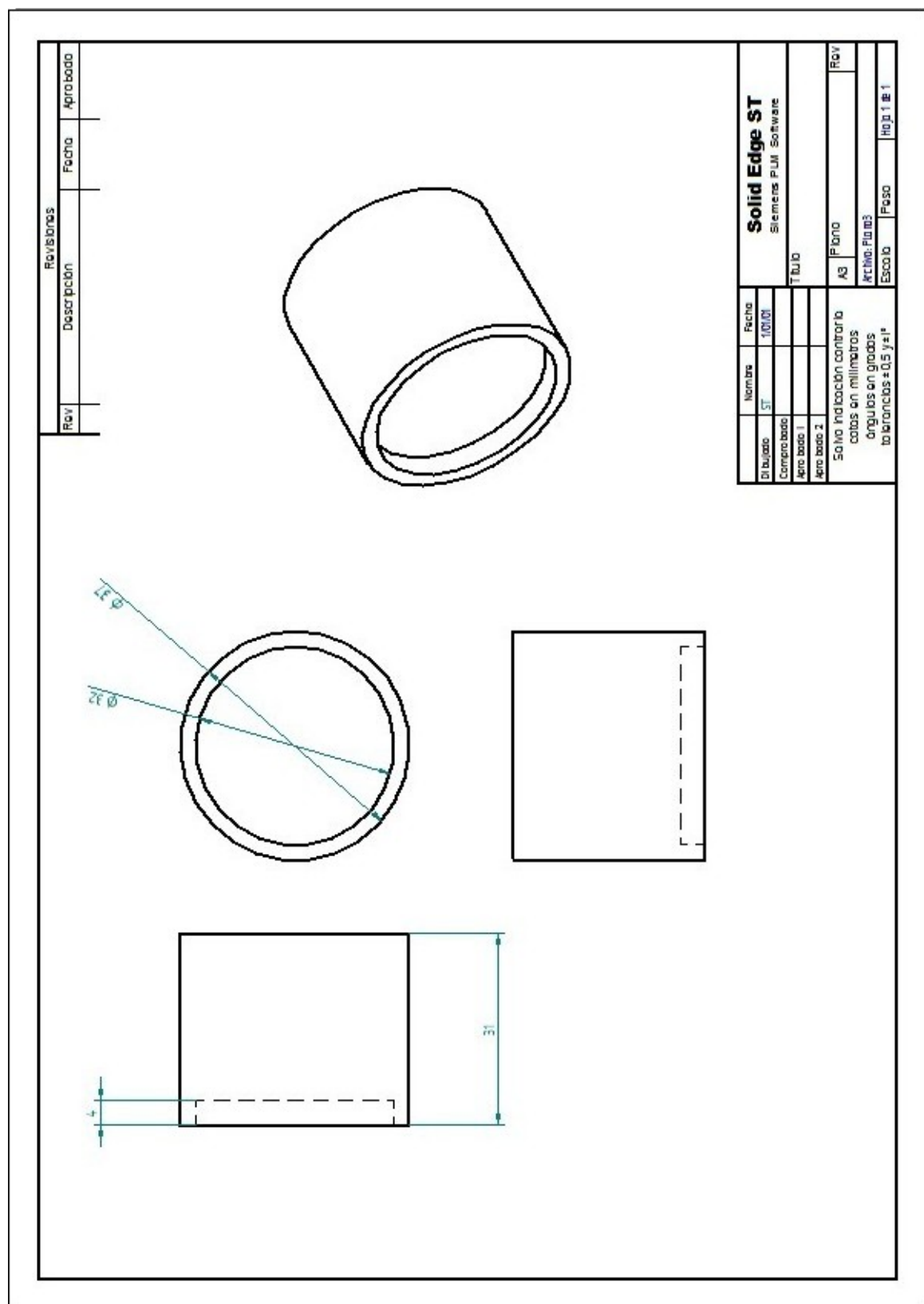
Fecha última visita: 09/07/02009

14. ANEXO (PLANOS)

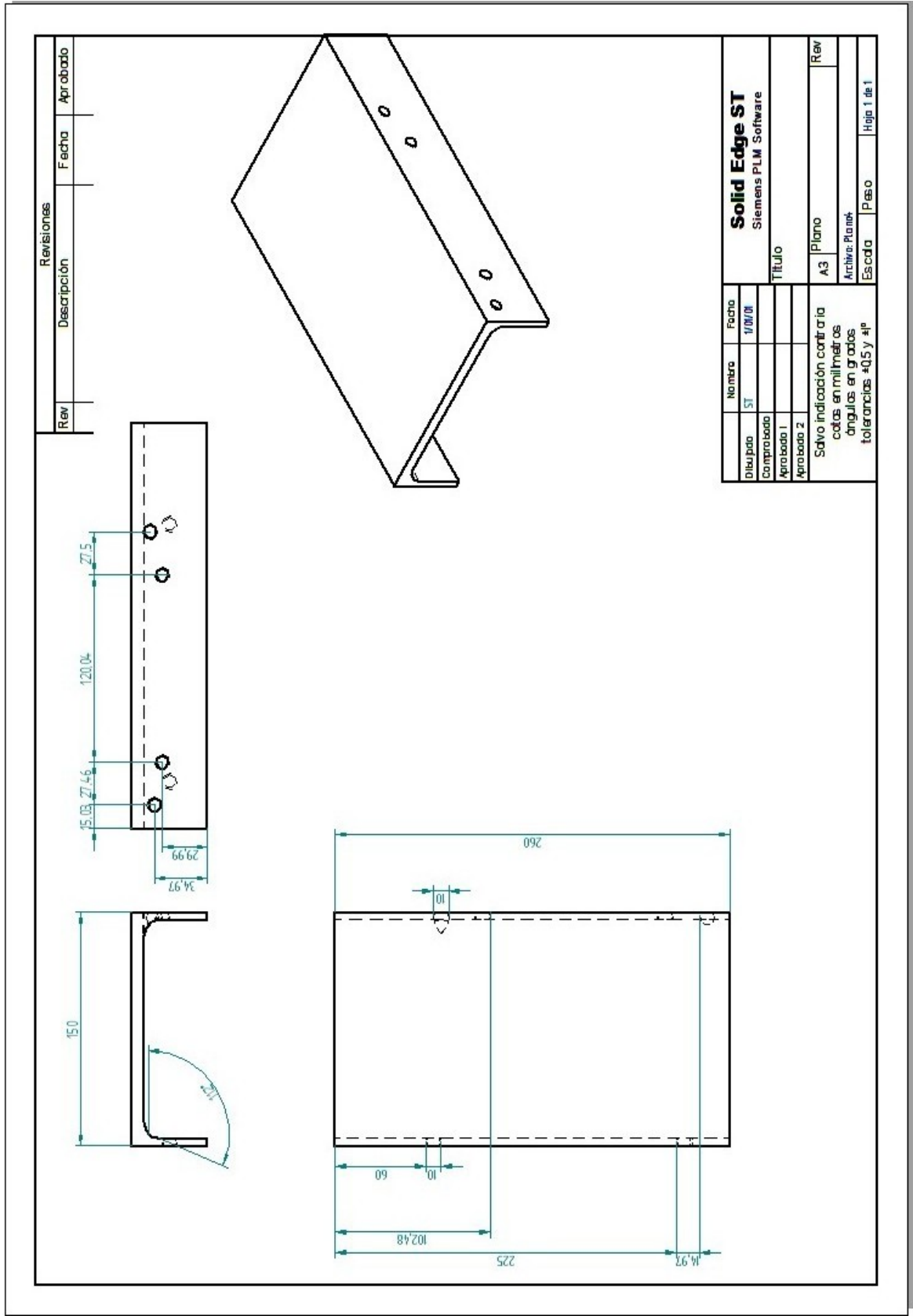


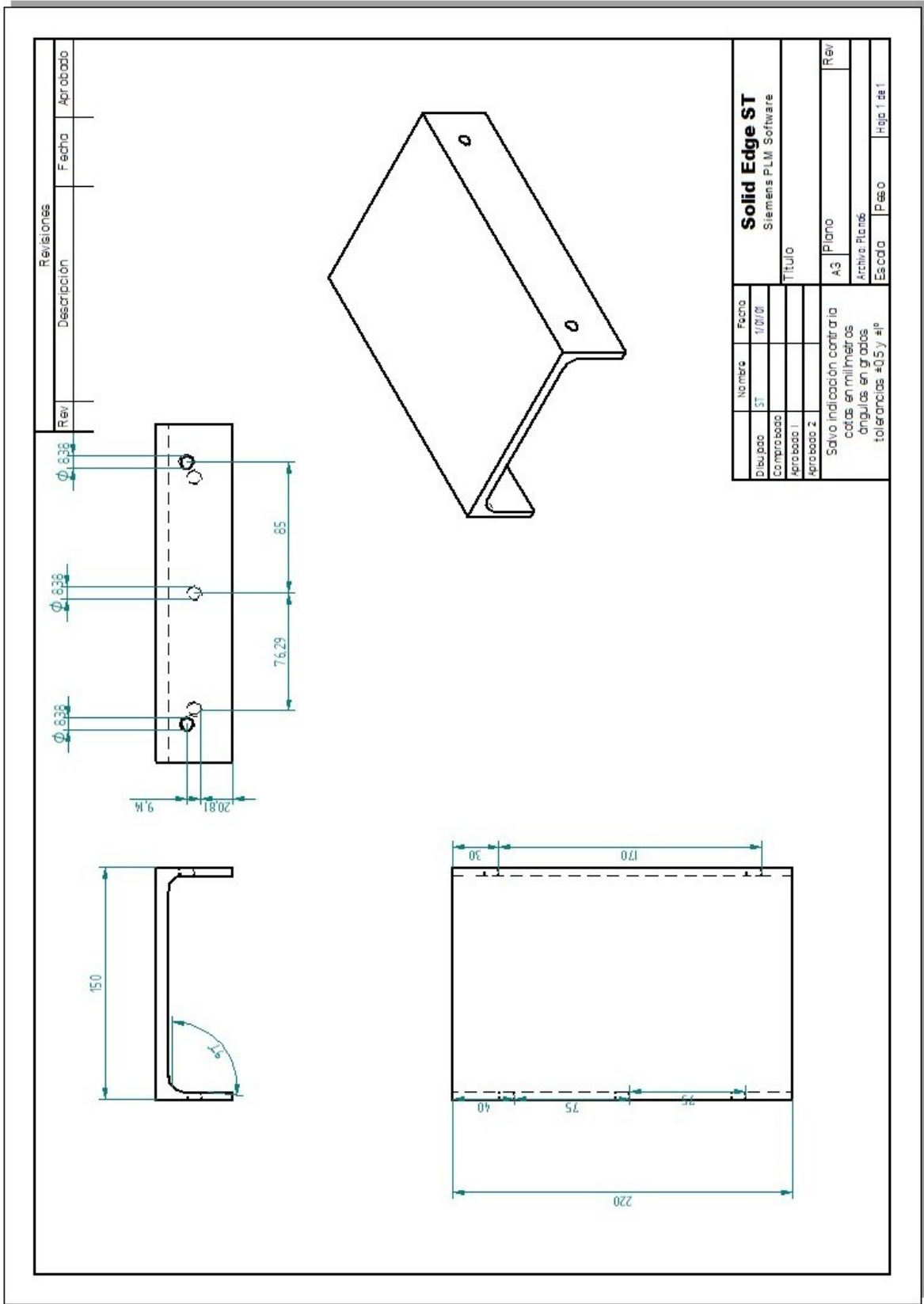


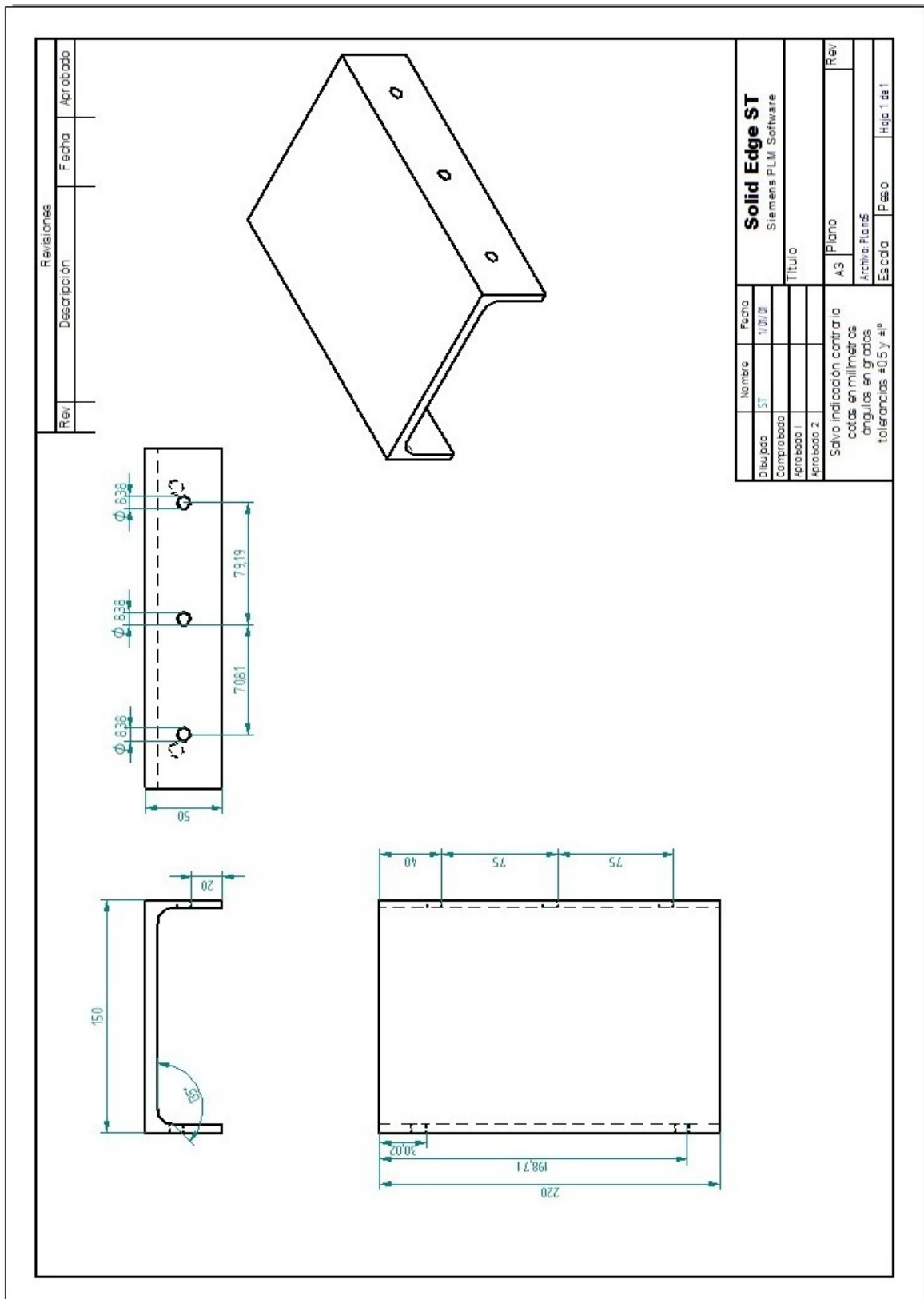


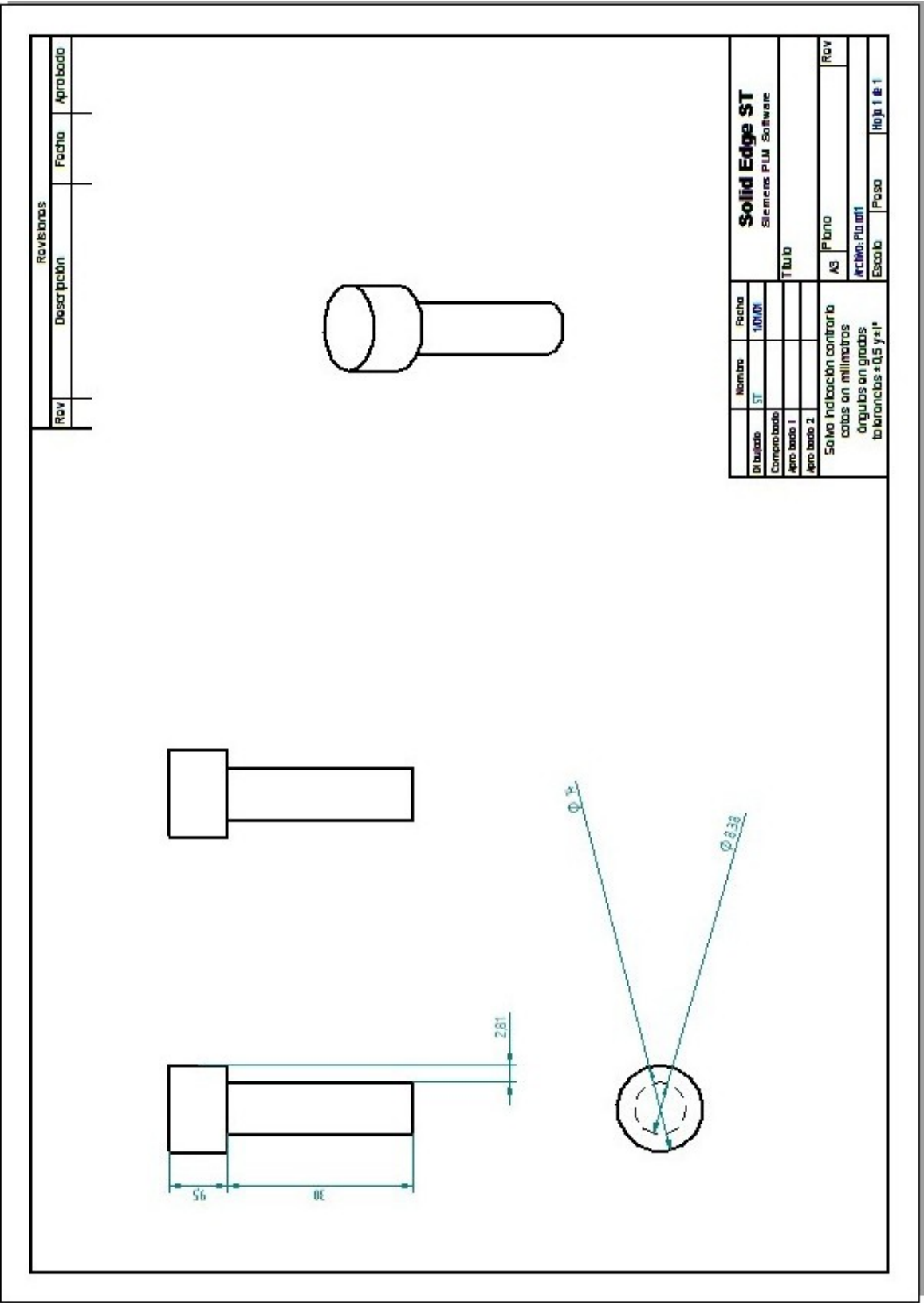


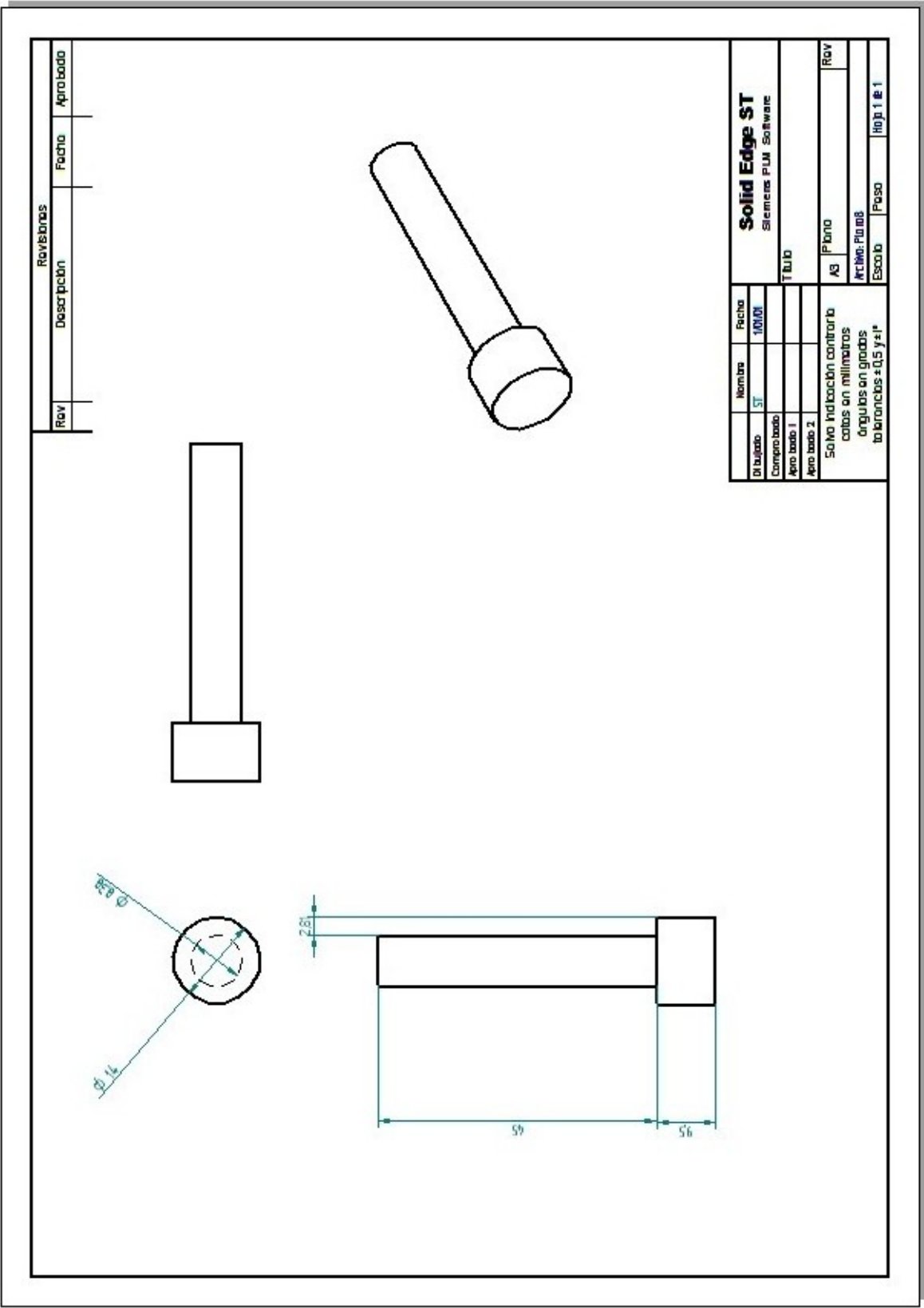










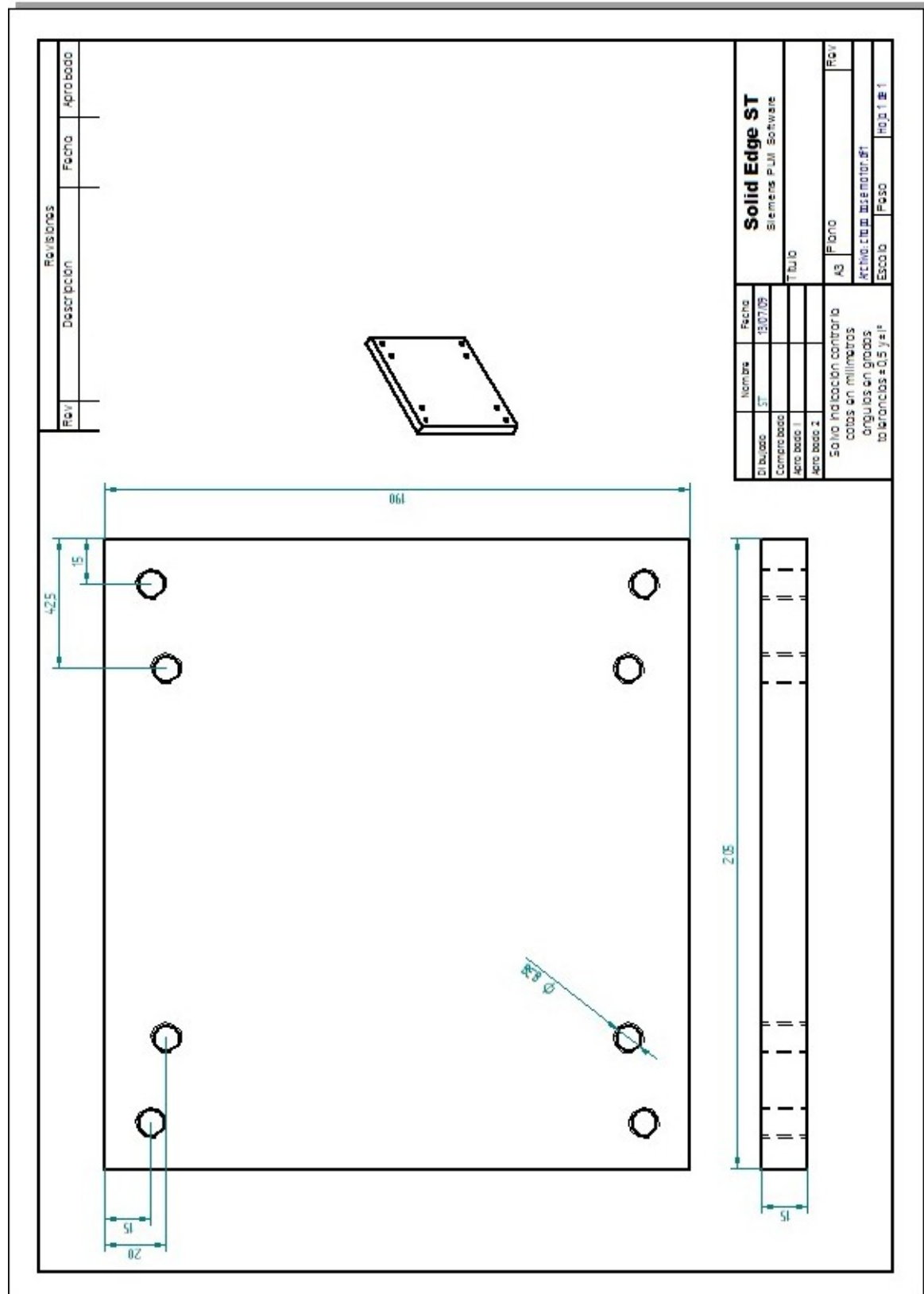


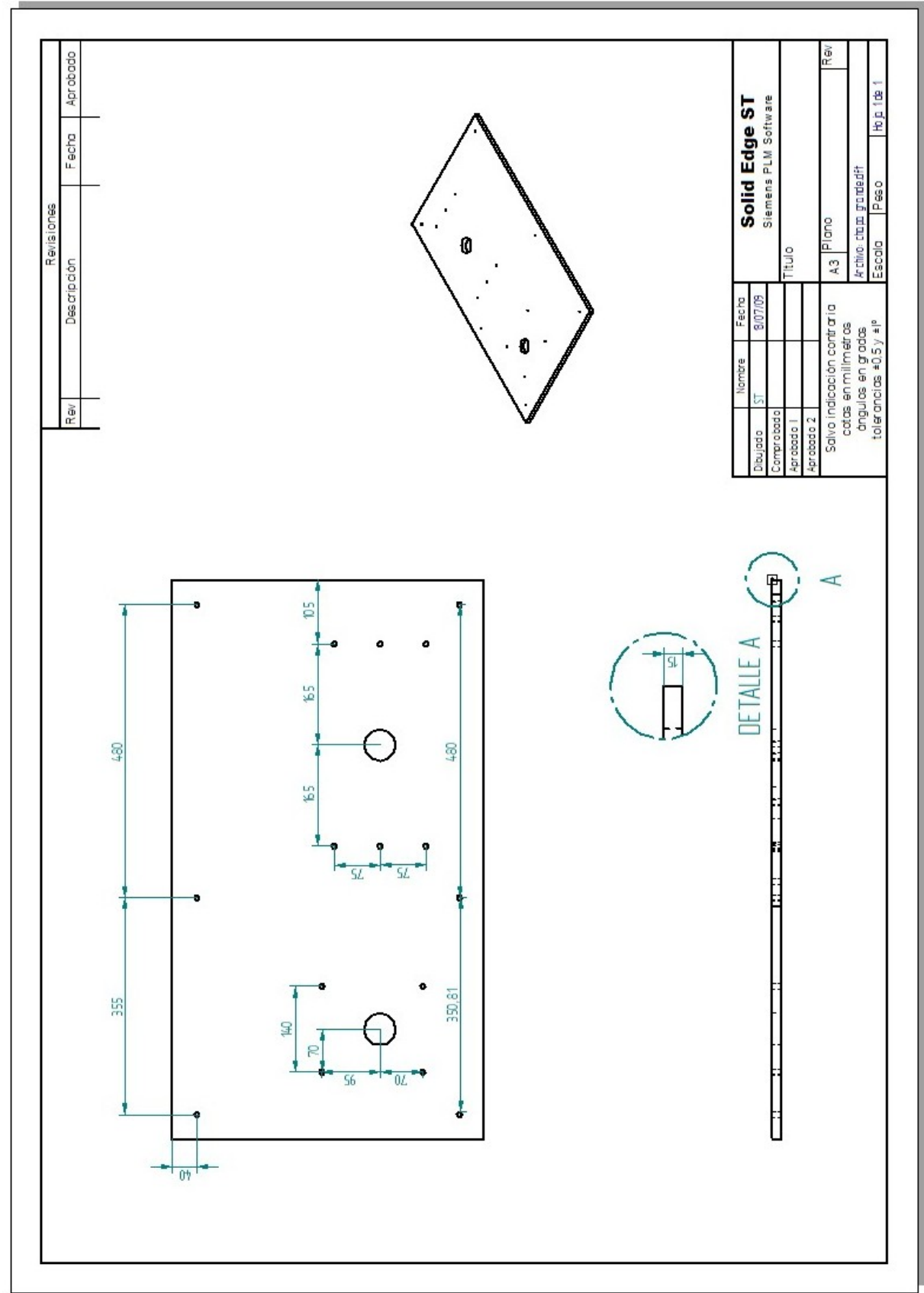
Página 113

Página 114

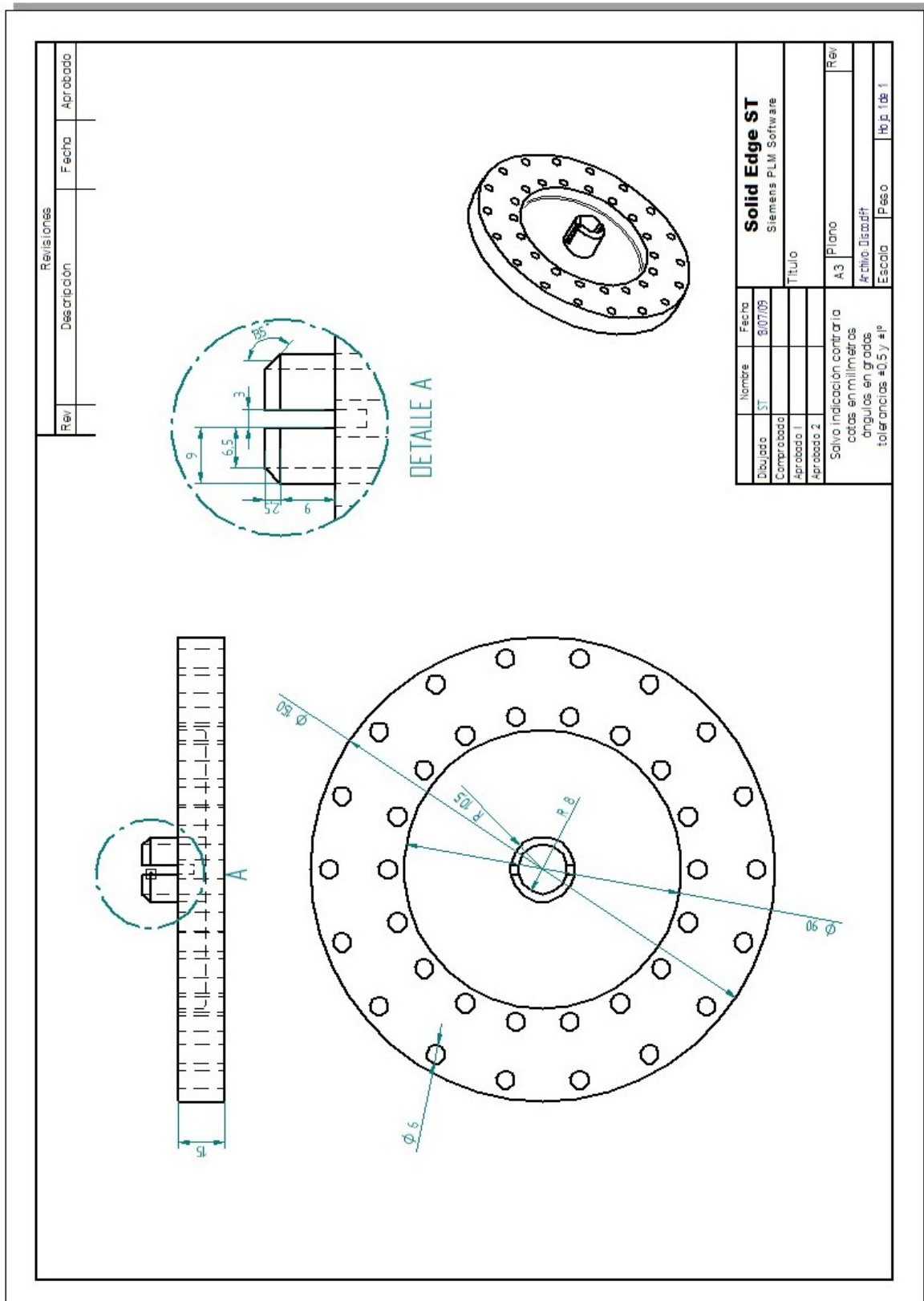
Página 115

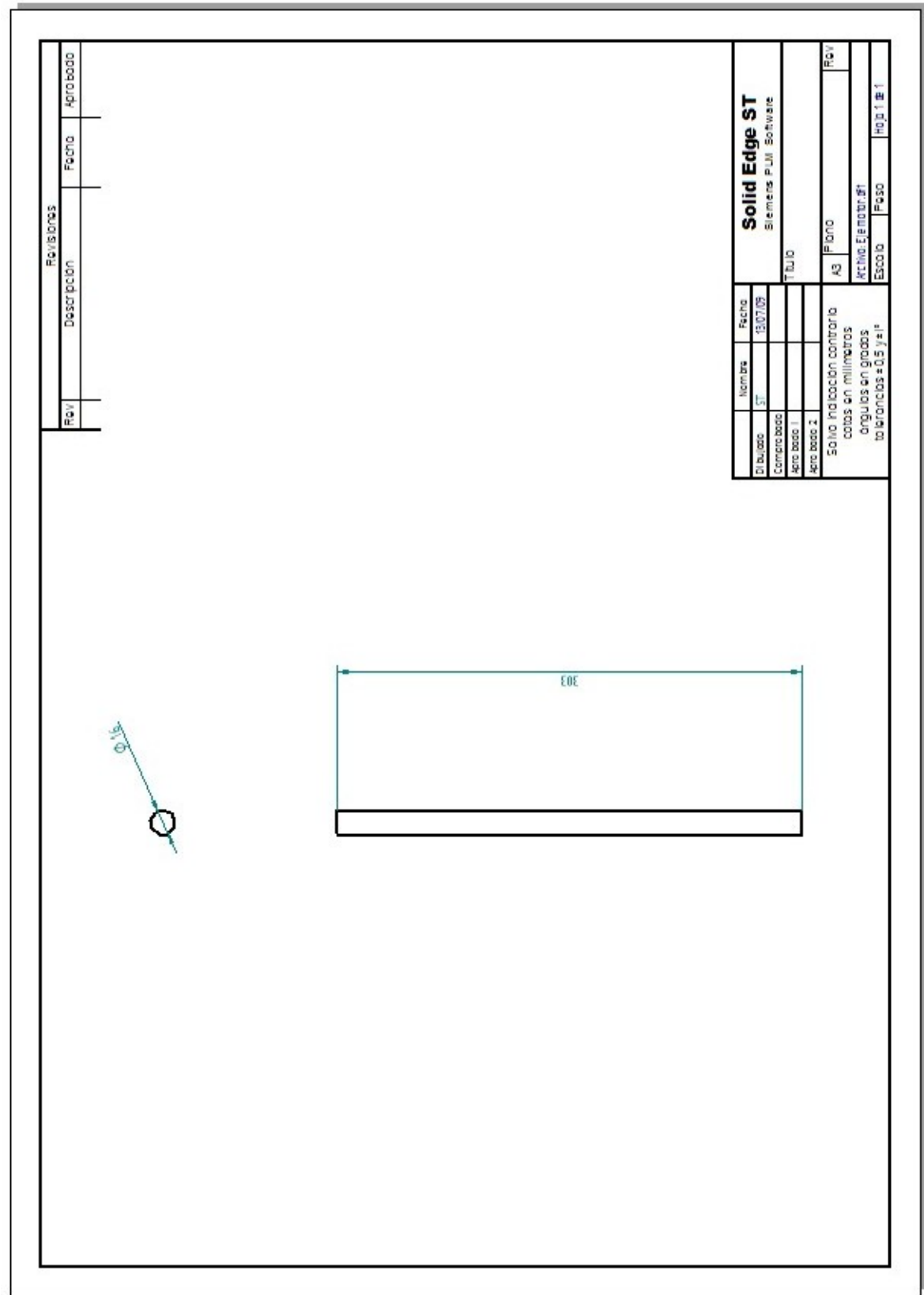
Página 116

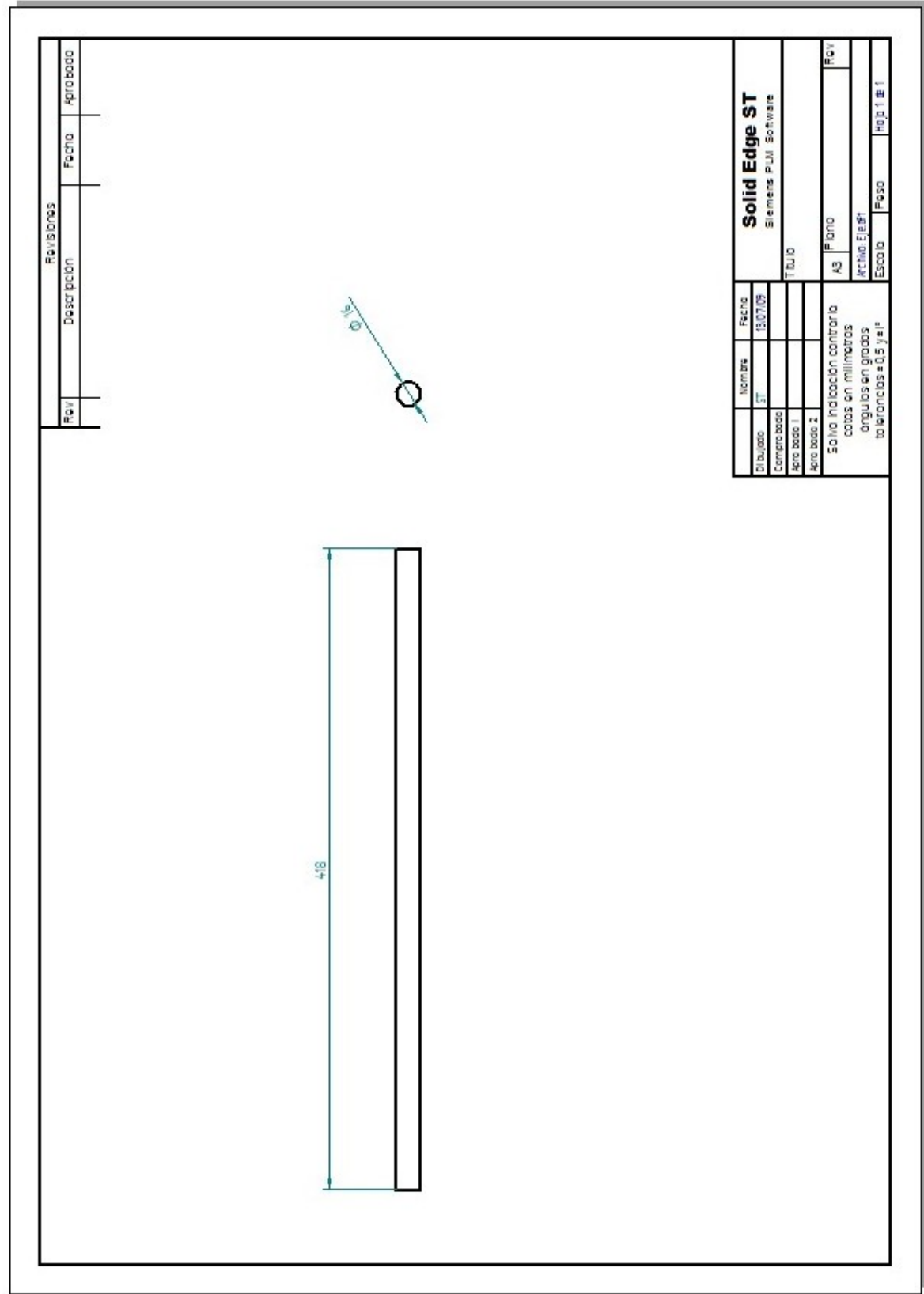


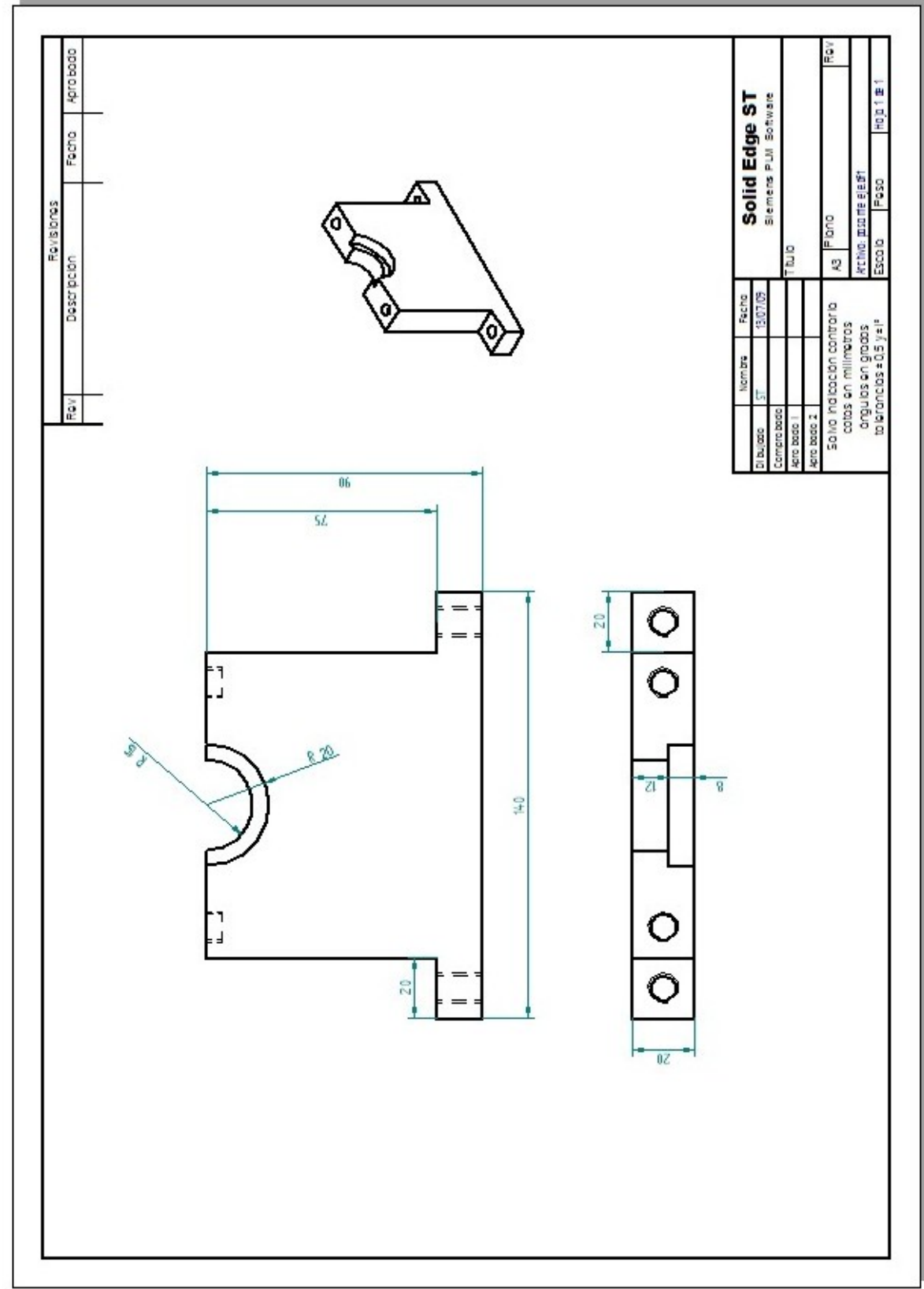




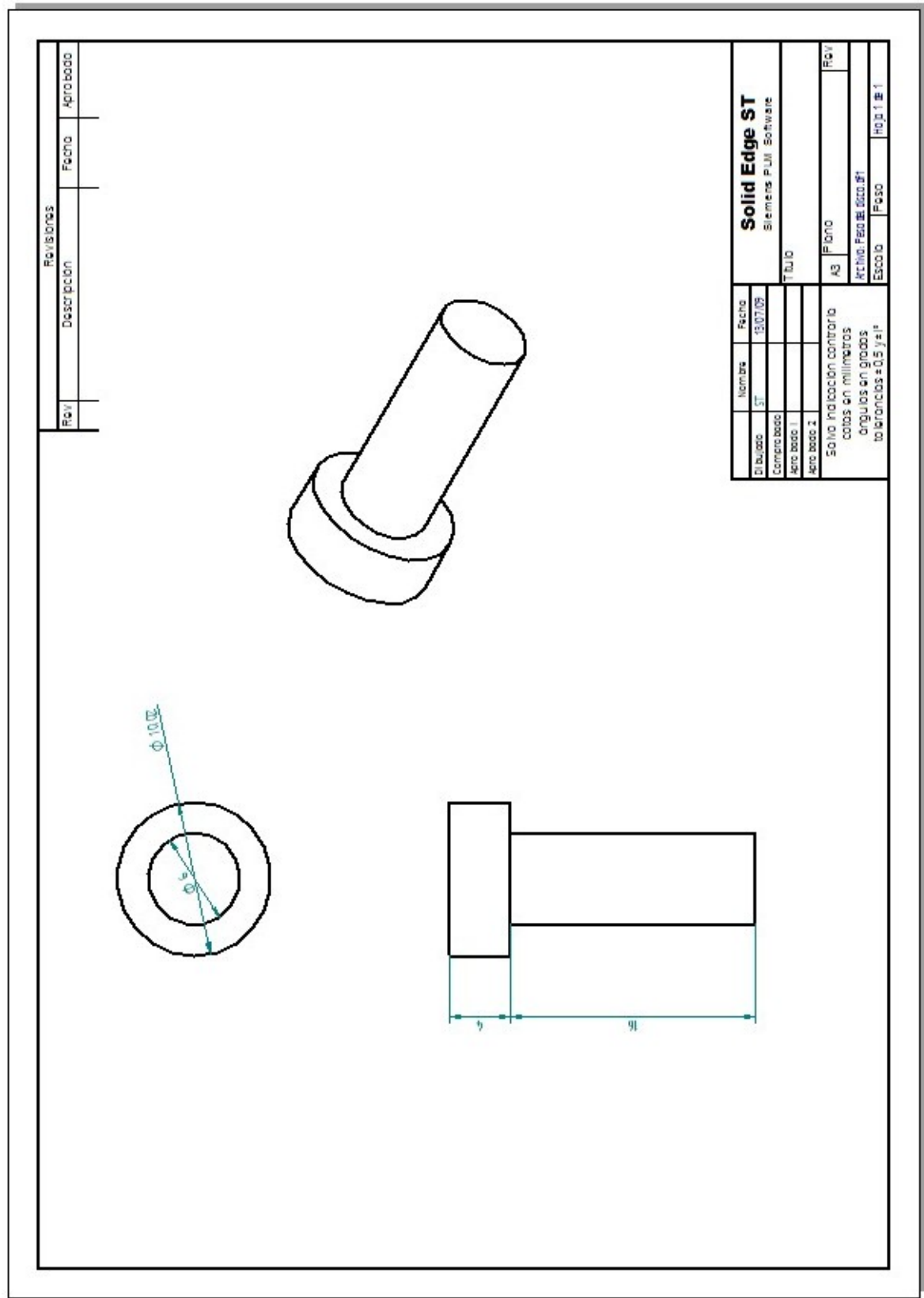








Página 124



Página 126

